

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Vliv tepelné roztažnosti na přírubový spoj tlakové nádoby

The Influence of Thermal Expansion on a Flange Connection of a
Pressure Vessel

Student:

Josef Kocur

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Jiří Začal

Ostrava 2018

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zadání bakalářské práce

Student: **Josef Kocur**
Studijní program: **B2341 Strojírenství**
Studijní obor: **2302R010 Konstrukce strojů a zařízení**
Specializace: **40 Konstrukce strojních dílů a skupin**
Téma: **Vliv tepelné roztažnosti na přírubový spoj tlakové nádoby**
The Influence of Thermal Expansion on a Flange Connection of a Pressure Vessel

Jazyk vypracování: **čeština**

Zásady pro vypracování:

Proveďte návrh a výpočtovou kontrolu tepelně namáhaného přírubového spoje tlakové nádoby, jejíž vnitřní průměr je $D=1750$ mm. Při výpočtu uvažujte tyto provozní stavy:

a) Po utažení šroubů dojde k napuštění plynu o teplotě 120°C . Uvažujte kritický stav, kdy zatím nedošlo k vyrovnání teplot mezi šrouby a přírubou. Tlak plynu kolísá v rozmezí 0 až 2,5 MPa. Počet cyklů je minimálně 100 milionů.

b) V tomto kritickém stavu dochází rovněž k zahřátí přívodního potrubí, jehož délková tepelná roztažnost není kompenzována. Ověřte, zdali tato skutečnost má vliv na namáhání šroubu.

c) Ověřte i stav, kdy zvýšená teplota působí pouze na přívodní potrubí. Uvažujte teplotu 200°C .

1. Navrhněte rozměry přírub a šroubů.

2. Stanovte tuhosti šroubů a přírub, vypočítejte síly působící na šroub.

3. Ve vhodném měřítku nakreslete diagram předepjatého spoje a určete dynamickou bezpečnost šroubu.

4. Nakreslete výkres sestavení a výrobní výkres dle pokynů vedoucího práce.

Seznam doporučené odborné literatury:

Pospišil, F. *Závitové a šroubové spojení*. Praha: SNTL, 1968.

Kaláb, K. *Návrh a výpočet dynamicky namáhaného šroubu přírubového spoje (Vysokoškolská příručka)*. Ostrava: VŠB-TUO, 2013.

Boháček, F. *Části a mechanismy strojů I a II*. Brno: VUT Brno, 1987.

Kaláb, K. *Části a mechanismy strojů (pro 2. a 3. ročník bakalářského studia)*. Ostrava: VŠB-TUO, 2015.

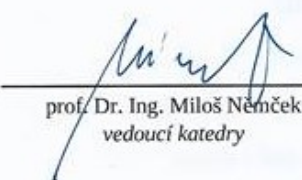
Němec, J. a kol. *Pružnost a pevnost ve strojírenství*. Praha: SNTL, 1989.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Jiří Začal**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018



prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 18.5.2018


Kocur

podpis studenta

Prohlašuji že,

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečné ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- Souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do její skutečné výše).
- беру на ве́доміі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona § č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 18.5.2018


.....
podpis studenta

Josef Kocur

Bohuslavice, Polní 447, 747 19

Anotace bakalářské práce

KOCUR, J. *Vliv tepelné roztažnosti na přírubový spoj tlakové nádoby: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra části a mechanismy strojů, 2018, 44 s. Vedoucí práce ZAČAL, J.

Abstrakt

Bakalářská práce se zabývá problematikou přírubového spoje tlakové nádoby při montáži a následujících provozních stavech. V první části práce je uveden obecný popis přírubových spojů a jejich rozdělení z hlediska přenosu sil. Další část je věnovaná problematice šroubových spojů s předpětím, které jsou výhradně součástí těsněných přírub tlakových nádob. Následně prověřit zda má vliv teploty na předepjaté šroubové spojení. Dále pak vypočítat síly a napětí působící na šrouby a stanovit tuhosti šroubů a přírub. Otestovat dopad tepelné roztažnosti připojených částí na přírubový spoj při několika stavech. Zkontrolovat kritický stav, kdy působí teplota pouze na přívodní potrubí. V dalším kroku ve vhodném měřítku nakreslit diagram předepjatého spoje pro montážní i provozní stavy a určit dynamické bezpečnosti šroubu v těchto stavech. V neposlední řadě vytvořit MKP výpočty a porovnat je s výpočty teoretickými. Na konci pak nakreslit sestavní výkres této nádoby a výrobní výkres šroubu řešeného v této práci.

Annotation of Bachelor thesis

KOCUR, J. *Influence of thermal expansion on flange connection of pressure vessel: bachelor thesis*. Ostrava: VŠB Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2018, 44 pp. ZAČAL, J.

Abstract

The bachelor thesis is about problems of flange connection of pressure vessel during assembly and subsequent operating states. The first part of the thesis is a general description of flange joints and their distribution in terms of transmission of forces. The next part is devoted to problems of pre-stressed bolt connections, which are only part of the gaskets of the pressure vessels. Then check whether the temperature affects the prestressed bolt connection. Then calculate the forces and stresses on the bolts and determine the stiffness of the bolts and flanges. Test the impact of thermal expansion of the connected parts on the flange connection in several states. Check the critical condition when the temperature only affects the inlet pipe. In the next step, draw a diagram of the prestressing joint for mounting and operating conditions and determine the dynamic safety of the bolt in these states. Last but not least, create FEM calculations and compare them with theoretical calculations. And finally to draw the assembly drawing of this container and the production drawing of the bolt solved in this work.

Poděkování

Rád bych touto cestou poděkoval svému vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Jiřímu Začalovi za cenné a odborné rady, vedení, pomoc při MKP analýze a konzultace během studia.

Obsah

Úvod.....	1
Cíle bakalářské práce.....	2
1 Základní popis přírubových spojů tlakových nádob.....	3
1.1 Typy přírub	3
1.2 Konstrukce přírubového spoje ve vedlejším silovém toku (VST)	4
1.3 Konstrukce přírubového spoje v hlavním silovém toku (HST)	6
2 Problematika šroubových spojů s předpětím	8
2.1 Síly v předepjatém šroubovém spojení	9
3 Vliv teploty na předepjaté šroubové spojení	10
3.1 Vliv teploty na velikost předpětí šroubového spojení	10
3.1.1 Změna předpětí vlivem změny tuhosti spoje.....	10
3.1.2 Změna předpětí v důsledku tepelné roztažnosti	11
3.1.3 Eliminace velkých teplotních rozdílů na přírubovém spoji	12
4 Řešení zadané tlakové nádoby.....	13
5 Výpočet částí přírubového spoje a výpočet montážního stavu šroubů	15
5.1 Návrh šroubu.....	15
5.2 Stanovení tuhosti šroubu a přírub	17
5.2.1 Výpočet tuhosti v tahu šroubu	18
5.2.2 Výpočet tuhosti v tlaku přírub	19
5.3 Výpočet sil působících na šroub.....	19
5.3.1 Výpočet dynamické tahové síly působící v ose šroubu	20
5.3.3 Výpočet statické síly působící obvodově na závitu šroubu	22
5.4 Výpočet kritického namáhání šroubu	22
5.4.1 Průřez 1-1 – „zaoblené dno zatížitelného závitu M36 šroubu mimo matici“ ..	23
5.4.2 Průřez 2-2 – „zaoblené dno závitu M36 šroubu v místě 1. závitu matice“ ..	24
5.4.3 Kritické místo – výpočet napětí.....	24
5.4.4 Statické namáhání šroubu v krutu	25
5.5 Stanovení provozní bezpečnosti šroubu	25

5.5.1	Dynamická bezpečnost – Analytické řešení.....	25
5.5.2	Statická bezpečnost.....	27
5.5.3	Výsledná bezpečnost.....	27
5.5.4	Poměrná deformace.....	27
6	Ověření vlivu tepelné roztažnosti na přírubový spoj	28
6.1	Výpočet kritického stavu, kdy je nádoba napuštěna plynem o teplotě 120 °C a zatím nedošlo k vyrovnání teplot mezi šrouby a přírubou.....	28
6.2	Vypočet kritického stavu, v němž dochází rovněž k zahřátí přívodního potrubí, jehož délková tepelná roztažnost není kompenzována.....	29
6.3	Výpočet stavu, kdy je přívodní potrubí zahřáto na 200 °C a nádoba na 100 °C.....	30
6.4	Výpočet kritického stavu, kdy zvýšená teplota 200 °C působí pouze na provozní potrubí	31
7	Vytvoření výpočtů MKP	34
8	Závěr	41
9	Použitá literatura a software.....	43

Seznam použitého značení, symbolů a zkratk

AG_e	Efektivní plocha těsnění	$[mm^2]$
C_{ohp}	Tuhost šroubu v HST	$[N \cdot mm^{-1}]$
$C_{př}$	Tuhost přírub	$[N \cdot mm^{-1}]$
$C_{přtA}$	Tuhost přírub při teplotě $t_{přA}$	$[N \cdot mm^{-1}]$
$C_{přtB}$	Tuhost přírub při teplotě $t_{přB}$	$[N \cdot mm^{-1}]$
$C_{přtM}$	Tuhost přírub při teplotě $t_{přM}$	$[N \cdot mm^{-1}]$
C_s	Tuhost v tahu šroubu	$[N \cdot mm^{-1}]$
C_{stA}	Tuhost šroubu při teplotě t_{sA}	$[N \cdot mm^{-1}]$
C_{stB}	Tuhost šroubu při teplotě t_{sB}	$[N \cdot mm^{-1}]$
C_{stM}	Tuhost šroubu při teplotě t_{sM}	$[N \cdot mm^{-1}]$
D	Vnitřní průměr nádoby	$[mm]$
D_s	Střední průměr stykové plochy matice a podložky	$[mm]$
$E_{př}$	Modul pružnosti v tahu přírub při montážním stavu	$[MPa]$
$E_{přA}$	Modul pružnosti v tahu přírub při kritickém stavu A	$[MPa]$
$E_{přB}$	Modul pružnosti v tahu přírub při kritickém stavu B	$[MPa]$
$E_{přM}$	Modul pružnosti v tahu přírub při kritickém stavu M	$[MPa]$
E_s	Modul pružnosti v tahu šroubu při montážním stavu	$[MPa]$
E_{sA}	Modul pružnosti v tahu šroubu při kritickém stavu A	$[MPa]$
E_{sB}	Modul pružnosti v tahu šroubu při kritickém stavu B	$[MPa]$
E_{sM}	Modul pružnosti v tahu šroubu při kritickém stavu M	$[MPa]$
$F_o = F_{Sn}$	Minimální síla ve šroubu, Předpětí	$[MPa]$
F_{0A}	Předpětí při kritickém stavu A	$[N]$
F_{0B}	Předpětí při kritickém stavu B	$[N]$
F_{0C}	Předpětí při kritickém stavu C	$[N]$
F_{0M}	Předpětí při kritickém stavu M	$[N]$
F_{0MKPB}	Osová síla ve šroubu, Předpětí dle MKP analýzy	$[N]$
F_{0MKPC}	Osová síla ve šroubu, Předpětí dle MKP analýzy	$[N]$
F_{0MKPM}	Osová síla ve šroubu, Předpětí dle MKP analýzy	$[N]$
F_p	Provozní síla v nádobě	$[N]$
F_{p1}	Provozní síla v nádobě na jeden šroub	$[N]$
$F_{př}$	Celková síla zatěžující přírubu	$[N]$
$F_{př MINA}$	Minimální síla v přírubě počítaná součinitelem těsnosti	$[N]$
$F_{př MINB}$	Minimální síla v přírubě dle normy ASME Code Sec. VII	$[N]$
F_s	Celková síla zatěžující šroub	$[N]$

F_{Sa}	Amplitudová síla ve šroubu při montážním stavu	[N]
F_{satA}	Amplitudová síla ve šroubu při kritickém stavu A	[N]
F_{satB}	Amplitudová síla ve šroubu při kritickém stavu B	[N]
F_{satC}	Amplitudová síla ve šroubu při kritickém stavu C	[N]
F_{satM}	Amplitudová síla ve šroubu při mezi stavu M	[N]
F_{Sh}	Horní síla ve šroubu při montážním stavu	[N]
F_{shtA}	Horní síla ve šroubu při kritickém stavu A	[N]
F_{shtB}	Horní síla ve šroubu při kritickém stavu B	[N]
F_{shtC}	Horní síla ve šroubu při kritickém stavu C	[N]
F_{shtM}	Horní síla ve šroubu při mezi stavu M	[N]
F_{Sm}	Střední síla ve šroubu při montážním stavu	[N]
F_{smtA}	Střední síla ve šroubu při kritickém stavu A	[N]
F_{smtB}	Střední síla ve šroubu při kritickém stavu B	[N]
F_{smtC}	Střední síla ve šroubu při kritickém stavu C	[N]
F_{smtM}	Střední síla ve šroubu při mezi stavu M	[N]
F_{sntA}	Minimální síla ve šroubu při kritickém stavu A	[N]
F_{sntB}	Minimální síla ve šroubu při kritickém stavu B	[N]
F_{sntC}	Minimální síla ve šroubu při kritickém stavu C	[N]
F_{sntM}	Minimální síla ve šroubu při mezi stavu M	[N]
F_z	Statická síla působící na obvodě na závit šroubu při montážním stavu	[N]
F_{ztA}	Statická síla působící obvodově na závit šroubu při kritickém stavu A	[N]
F_{ztB}	Statická síla působící obvodově na závit šroubu při kritickém stavu B	[N]
F_{zM}	Statická síla působící obvodově na závit šroubu při mezi stavu M	[N]
F_{ztC}	Statická síla působící obvodově na závit šroubu při kritickém stavu C	[N]
H	Výška základního trojúhelníku ISO profilu závitu	[N]
M_u	Utahovací moment pro stanovené předpětí F_o	[N · mm]
M_{utA}	Utahovací moment pro stanovené předpětí F_o při kritickém stavu A	[N · mm]
M_{utB}	Utahovací moment pro stanovené předpětí F_o při kritickém stavu B	[N · mm]
M_{utM}	Utahovací moment pro stanovené předpětí F_o při mezi stavu M	[N · mm]
M_{utC}	Utahovací moment pro stanovené předpětí F_o při kritickém stavu C	[N · mm]
N	Šířka těsnění	[mm]
P	Rozteč závitu	[mm]
P_h	Stoupání	[mm]
P_1	Teoretický tlak na těsnění	[MPa]
Q_{0min}	Minimální tlak při montáži	[MPa]

$Q_{smin}(L)I$	Tlak za montážního stavu	[MPa]
R	Vnější poloměr těsnění	[mm]
R_e	Mez kluzu	[MPa]
R_m	Mez pevnosti	[MPa]
R_z	Zaoblení dna závitu	[mm]
R_{ZF}	Fiktivní poloměr vrubu	[mm]
S	Efektivní plocha těsnění	[mm ²]
$S_{př}$	Deformovaný průřez přírub	[mm ²]
b	Funkční šířka dosedací plochy těsnění	[mm]
b_0	Základní šířka dosedací plochy	[mm]
d	Velký průměr závitu - jmenovitá velikost	[mm]
d_D	Jmenovitá velikost díry a osazení šroubu	[mm]
d_{red}	Redukovaný průměr trubky	[mm]
d_2	Střední průměr závitu	[mm]
d_3	Malý průměr závitu	[mm]
d_3'	Navržený malý průměr závitu	[mm]
f_z	Součinitel tření na závitu	[-]
h	Výška matice	[mm]
h_3	Výška závitu	[mm]
i	Celkový počet šroubů	[-]
k_s	koeficient statické bezpečnosti	[-]
k_V	Výsledná bezpečnost pro montážní stav	[-]
k_{VtA}	Výsledná bezpečnost pro kritický stav A	[-]
k_{VtB}	Výsledná bezpečnost pro kritický stav B	[-]
k_{VtC}	Výsledná bezpečnost pro kritický stav C	[-]
k_{VtM}	Výsledná bezpečnost pro mezi stav M	[-]
$k_{\sigma a}$	Amplitudová dynamická bezpečnost pro montážní stav	[-]
$k_{\sigma atA}$	Amplitudová dynamická bezpečnost pro kritický stav A	[-]
$k_{\sigma atB}$	Amplitudová dynamická bezpečnost pro kritický stav B	[-]
$k_{\sigma atC}$	Amplitudová dynamická bezpečnost pro kritický stav C	[-]
$k_{\sigma atM}$	Amplitudová dynamická bezpečnost pro mezi stav M	[-]
$k_{\sigma h}$	Horní dynamická bezpečnost pro montážní stav	[-]
$k_{\sigma htA}$	Horní dynamická bezpečnost pro kritický stav A	[-]
$k_{\sigma htB}$	Horní dynamická bezpečnost pro kritický stav B	[-]
$k_{\sigma htC}$	Horní dynamická bezpečnost pro kritický stav C	[-]
$k_{\sigma htM}$	Horní dynamická bezpečnost pro mezi stav M	[-]

k_{τ}	Statická bezpečnost pro montážní stav	[-]
$k_{\tau tA}$	Statická bezpečnost pro kritický stav A	[-]
$k_{\tau tB}$	Statická bezpečnost pro kritický stav B	[-]
$k_{\tau tC}$	Statická bezpečnost pro kritický stav C	[-]
$k_{\tau tM}$	Statická bezpečnost pro mezi stav M	[-]
l_{p1}	Tloušťka podložky	[mm]
l_{p2}	Tloušťka podložky	[mm]
$l_{př}$	Součet tloušťky přírub l_1 a l_2	[mm]
m	Faktor těsnosti	[-]
p	Tlak v nádobě	[MPa]
r	Vnitřní poloměr těsnění	[mm]
s_k	Velikost šestihranu hlavy matice	[mm]
s^x	Součinitel Guestovy pevnostní hypotézy	[-]
t_{nA}	Teplota nádoby při kritickém stavu A	[°C]
t_{nB}	Teplota nádoby při kritickém stavu B	[°C]
t_{nC}	Teplota nádoby při kritickém stavu C	[°C]
t_{nM}	Teplota nádoby při mezi stavu M	[°C]
t_{pB}	Teplota potrubí při kritickém stavu B	[°C]
t_{pM}	Teplota potrubí při mezi stavu M	[°C]
t_{pC}	Teplota potrubí při kritickém stavu C	[°C]
$t_{přA}$	Teplota příruby při kritickém stavu A	[°C]
$t_{přB}$	Teplota příruby při kritickém stavu B	[°C]
$t_{přM}$	Teplota příruby při mezi stavu M	[°C]
t_{sA}	Teplota šroubu při kritickém stavu A	[°C]
t_{sB}	Teplota šroubu při kritickém stavu B	[°C]
t_{sM}	Teplota šroubu při mezi stavu M	[°C]
y_{ohp}	Průhyb listu přírub	[mm]
α	Úhel profilu závitu (pro metrický závit $\alpha = 60^\circ$)	[°]
α	Úhel komolého dvoj-kužele	[°]
α_s	Součinitel tepelné roztažnosti šroubu	[-]
$\alpha_{př}$	Součinitel tepelné roztažnosti příruby	[-]
$\alpha_{\sigma 3}$	Součinitel koncentrace napětí pro průřez 1-1	[-]
$\alpha_{\sigma 4}$	Součinitel koncentrace napětí pro průřez 2-2	[-]
α_{τ}	Vliv koncentrace napětí	[-]
$\beta_{\sigma 3}$	Součinitel vrubu pro průřez 1-1	[-]

$\beta_{\sigma 4}$	Součinitel vrubu pro průřez 2-2	[-]
ΔF_{0tA}	Přírůstek nebo ztráta předpětí zahřátím spoje pro kritický stav A	[N]
ΔF_{0tB}	Přírůstek nebo ztráta předpětí zahřátím spoje pro kritický stav B	[N]
ΔF_{0tM}	Přírůstek nebo ztráta předpětí zahřátím spoje pro mezi stav M	[N]
ΔF_s	Přírůstek síly na šroub	[N]
$\Delta F_{př}$	Přírůstek síly na přírubu	[N]
ε_p	Součinitel jakosti povrchu	[-]
$\varepsilon_{př}$	Poměrné deformace příruby při montážním stavu	[-]
ε_s	Poměrné deformace šroubu při montážním stavu	[-]
$\varepsilon_{přtA}$	Poměrné deformace příruby při kritickém stavu A	[-]
ε_{stA}	Poměrné deformace šroubu při kritickém stavu A	[-]
$\varepsilon_{přtB}$	Poměrné deformace příruby při kritickém stavu B	[-]
ε_{stB}	Poměrné deformace šroubu při kritickém stavu B	[-]
$\varepsilon_{přtC}$	Poměrné deformace příruby při kritickém stavu C	[-]
ε_{stC}	Poměrné deformace šroubu při kritickém stavu C	[-]
$\varepsilon_{přtM}$	Poměrné deformace příruby při mezi stavu M	[-]
ε_{stM}	Poměrné deformace šroubu při mezi stavu M	[-]
$\lambda_{př}$	Deformace příruby	[mm]
λ_s	Deformace šroubu	[mm]
λ_{tA}	Celková tepelná deformace při kritickém stavu A	[mm]
λ_{tB}	Celková tepelná deformace při kritickém stavu B	[mm]
λ_{tM}	Celková tepelná deformace při mezi stavu M	[mm]
ν	Poissonova konstanta pro ocel v pružném stavu	[-]
ν_{σ}	Součinitel velikosti	[-]
ρ^x	Materiálová konstanta	[-]
σ_c	Mez únavy materiálu šroubu	[MPa]
σ_c^x	Skutečná mez únavy kritického místa šroubu	[MPa]
σ_{hc}	Mez pevnosti pro míjivé zatěžování	[MPa]
σ_{tSa}	Amplitudové napětí dynamického tahu při montážním stavu	[MPa]
σ_{tSatA}	Amplitudové napětí dynamického tahu při kritickém stavu A	[MPa]
σ_{tSatB}	Amplitudové napětí dynamického tahu při kritickém stavu B	[MPa]
σ_{tSatC}	Amplitudové napětí dynamického tahu při kritickém stavu C	[MPa]
σ_{tSatM}	Amplitudové napětí dynamického tahu při mezi stavu M	[MPa]
σ_{tSh}	Horní napětí dynamického tahu při montážním stavu	[MPa]
σ_{tShtA}	Horní napětí dynamického tahu při kritickém stavu A	[MPa]

σ_{tShtB}	Horní napětí dynamického tahu při kritickém stavu B	[MPa]
σ_{tShtC}	Horní napětí dynamického tahu při kritickém stavu C	[MPa]
σ_{tShtM}	Horní napětí dynamického tahu při mezi stavu M	[MPa]
σ_{tSm}	Střední napětí dynamického tahu při montážním stavu	[MPa]
σ_{tSmtA}	Střední napětí dynamického tahu při kritickém stavu A	[MPa]
σ_{tSmtB}	Střední napětí dynamického tahu při kritickém stavu B	[MPa]
σ_{tSmtC}	Střední napětí dynamického tahu při kritickém stavu C	[MPa]
σ_{tSmtM}	Střední napětí dynamického tahu při mezi stavu M	[MPa]
σ_{tSn}	Dolní napětí dynamického tahu při montážním stavu	[MPa]
σ_{tSntA}	Dolní napětí dynamického tahu při kritickém stavu A	[MPa]
σ_{tSntB}	Dolní napětí dynamického tahu při kritickém stavu B	[MPa]
σ_{tSntC}	Dolní napětí dynamického tahu při kritickém stavu C	[MPa]
σ_{tSntM}	Dolní napětí dynamického tahu při mezi stavu M	[MPa]
τ_s	Smykové napětí v krutu při montážním stavu	[MPa]
τ_{sA}	Smykové napětí v krutu při kritickém stavu A	[MPa]
τ_{sB}	Smykové napětí v krutu při kritickém stavu B	[MPa]
τ_{sC}	Smykové napětí v krutu při kritickém stavu C	[MPa]
τ_{sM}	Smykové napětí v krutu při mezi stavu M	[MPa]
φ_{pr}	Úhel průhybu šroubu	[°]
φ'	Redukovaný třecí úhel	[°]
ψ	Součinitel těsnosti	[-]
ψ	Úhel stoupání závitu	[°]
ψ_σ	Součinitel sbíhavosti šroubu	[-]
ψ_σ^x	Součinitel sbíhavosti vrubované součásti	[-]

Úvod

Obečně ve strojírenství je málo strojů, konstrukcí, či mechanismů, kde bychom se nesetkali se šroubovými spoji. Šrouby jsou velmi staré a vžité součásti. Z pohledu laika se jedná o jednoduchou součást a to jak z pohledu návrhu tak i výpočtů. Tento názor však není správný, jelikož z hlediska napjatosti je šroub velmi složitá součást. Tuto skutečnost potvrzují i dnešní moderní výzkumy, které se problematikou šroubů zabývají. U kruhových přírubových spojů s těsněním je nezbytné, aby zaručovaly jistou těsnící schopnost ve všech stavech, ve kterých se tento spoj může naskytnout. V této práci bude ještě na tento přírubový spoj mít vliv teplota. Jelikož vlivem teploty se fyzikální a mechanické vlastnosti kovů velmi mění a jejich mechanické vlastnosti získané při normální teplotě nestačí k výpočtu, který by odpovídal skutečnosti. Když se změní ve spoji provozní teplota, dojde ke změně síly působící na šroub, což má obrovský vliv na účelnost spoje. Proto musíme vliv teploty zohlednit při výpočtech. Ke změně provozní síly ve šroubu dochází kvůli rozdílným jevům, jako jsou změna předpětí vlivem změny tuhosti spoje a změna předpětí vlivem tepelné roztažnosti.

Častých chyb se také dopouští při montáži šroubů. Většinou se tak děje díky velmi laxnímu pohledu na danou věc a neznalosti skutečného stavu. Dnešní doba umožňuje řešit velmi složité úlohy za pomoci počítačové podpory. Pomocí MKP či jiných numerických metod lze docílit vysoké úrovně návrhu a optimalizace strojních dílů.

Cíle bakalářské práce

Po zhlédnutí zadání této práce byli stanoveny následující dílčí cíle:

- základní popis přírubových spojů
- problematika šroubových spojů s předpětím
- prověření vlivu teploty na předepjaté šroubové spoje
- řešení zadané tlakové nádoby
- výpočet částí přírubového spoje a výpočet stavu, když jsou šrouby utaženy
- ověření dopadu tepelné roztažnosti připojených částí na přírubový spoj
- otestování kritického místa, kdy působí teplota pouze na přívodní potrubí
- konstrukce diagramu předepjatého šroubového spoje pro montážní i provozní stavy
- vytvoření výpočtů MKP
- porovnání výsledků teoretických s výsledky MKP
- vytvoření výkresové dokumentace.

1 Základní popis přírubových spojů tlakových nádob

Přírubové spoje jsou podstatnou částí ve velkém množství okruhů průmyslu ve formě tlakových nádob, potrubních systémů, armatur, vík apod. Vyžaduje se, aby byly pevné, těsné a rozebíratelné. Přírubový spoj se skládá většinou ze dvou přírub mnohdy s (kruhovým průřezem, těsnění (těsnícího kroužku), spojovacích šroubů s hlavou spojených kruhovou podložkou a maticí nebo v jiném případě tzv. svorníky svorníkovými šrouby spojeny dvěma kruhovými podložkami a maticemi). Z velké části se používají v odvětví petrochemického průmyslu, chemického průmyslu, energetického průmyslu a potravinářského průmyslu. U některých druhů průmyslu klade zařízení tak velké nároky na těsnost, namáhání přírub a předpětí šroubů, že byly vytvořeny nové normované výpočty. Další důraz je kladen na dlouhodobou funkčnost a spolehlivost. Díky více uvedeným průmyslovým odvětvím vznikly nejenom normované výpočty, ale také různé typy těsnění, těsnících materiálů a slitin materiálů přírub. Stroje, ke kterým jsou připojeny přírubové stroje, pracují s tlaky nízkými i vysokými a teplotou která se může pohybovat z minusových teplot až do extrémních teplot plusových. Těmito spoji se mohou utěšňovat látky toxické, výbušné, hořlavé a mnohdy při výkyvu procesních veličin.

1.1 Typy přírub

Příruby dle spojení s potrubím nebo s pláštěm nádoby rozdělujeme:

- potrubní
- aparátové.

Příruby potrubní jsou, vzhledem k velkému rozsahu použití, normalizované. Vyrábějí se pro různé pracovní parametry, které mají splňovat. Dělí se na tyto druhy:

- ploché přivařovací příruby
- příruby s krkem
- závitové příruby
- točivé příruby
- zaslepovací
- atypické.

Aparátové příruby navrhujeme a konstruujeme dle vlastních parametrů a způsobu využití.

Dělíme je na dva typy podle výrobních kritérií a způsobu zatížení:

- ploché přivařovací
- s krkem.



Obr. 1 - Příruby

1.2 Konstrukce přírubového spoje ve vedlejším silovém toku (VST)

Při plném upnutí přírub, které na sebe dosedají ocel na ocel, se těsnící síly působící na spoj nepřenášejí pouze těsnění, ale i plochou přírub. Velikost těchto sil nezáleží přímo na momentu utažení šroubů, ale také do jaké míry je možno stlačit těsnění, a jakou tloušťku má nad plochou příruby než se upnou. Potřebné napětí na těsnění při dosažení kontaktu těsnících ploch je charakteristická hodnota těsnění ve VST. Další zvýšení síly při předepnutí spoje je přenášen pouze přes kontaktní plochy. Proto musí být příruby pro tento typ konstrukce dostatečně tuhé, aby nedošlo ke ztrátě kontaktu především vlivem momentového zatížení. Jelikož jsou VST spoje mnohem tužší umožňují přenos vyšších namáhání. Při správném návrhu spoje se tlak na těsnění během provozu nemění. Největší nevýhodou je složitější výpočet na průkaz těsnosti. Jen málo norem se zabývá spoji VST. Silový tok u VST viz obr. 2.

Výpočet tuhostí šroubů a přírub u VST

Při výpočtu tuhosti šroubu C_s se rozdělí deformovatelná část šroubu l_{sDEF} na několik částí o průřezu S_{si} a jisté délky l_{si} .

$$\frac{1}{C_s} = \frac{1}{E_s} \cdot \sum_i \frac{l_{si}}{S_{si}} \quad [\text{mm} \cdot \text{N}^{-1}] \Rightarrow C_s \quad [\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}] \quad (1.1)$$

Určení tuhosti přírub je obdobné, ale výpočet je složitější. Nedeformuje se celý průřez příruby, ale pouze malá část. Deformovaná část má tvar Bachova komolého dvojkužele, ve kterém se tlak šíří do příruby pod úhlem $\alpha = 45^\circ$. Tvar komolého dvojkužele není vhodný pro výpočet tuhosti c_{pR} z důvodu, že není možné jednoznačně určit deformovaný průřez příruby S_{pR} . Bachův komolý dvojkužel se zredukuje na trubku konstantního průřezu tzv. Rötcherové válcové pouzdro, které se deformuje stejně jako komolý dvojkužel viz obr. 2. Výpočet tuhostí přírub se odchyluje od skutečnosti. Výsledky vychází vyšší než ty, které byly zjištěny experimentálně a čím je šířka přírub větší, tím také roste chyba.

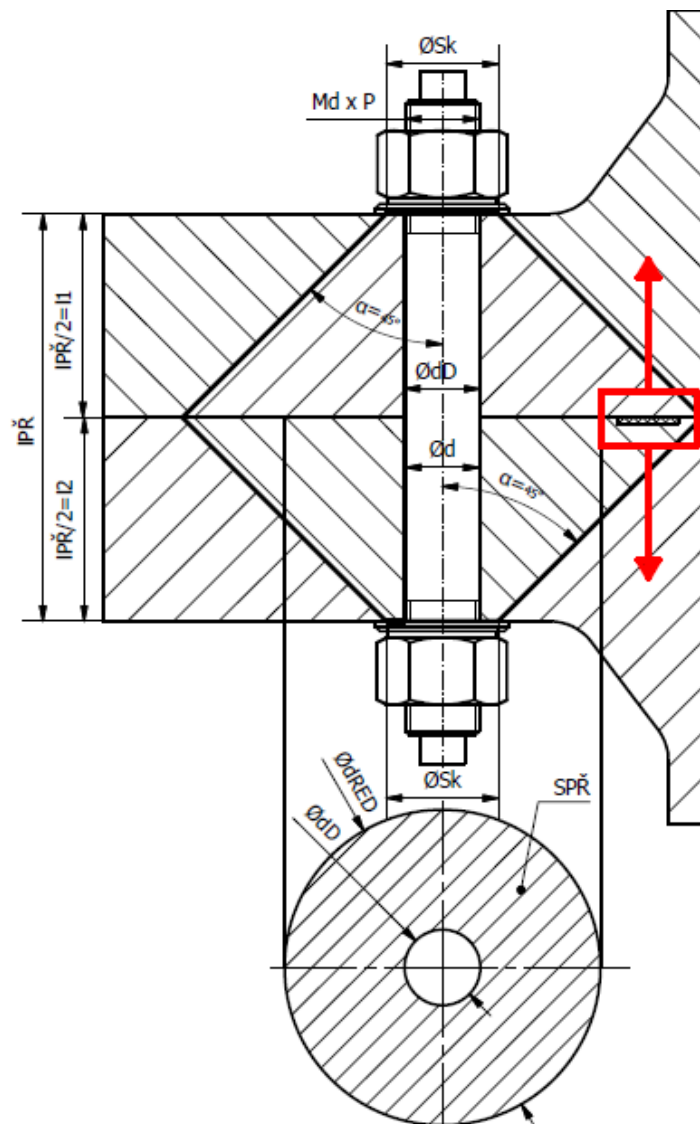
$$C_{př} = \frac{E_{př} \cdot S_{př}}{l_{př}} \quad [N \cdot mm^{-1}] \quad (1.2)$$

Pro deformovaný průřez příruby $S_{př}$ platí vztah:

$$S_{př} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{red}^2 - d_D^2) \quad [mm^2] \quad (1.3)$$

Z geometrie redukce pro vnější redukovaný průměr platí vztah:

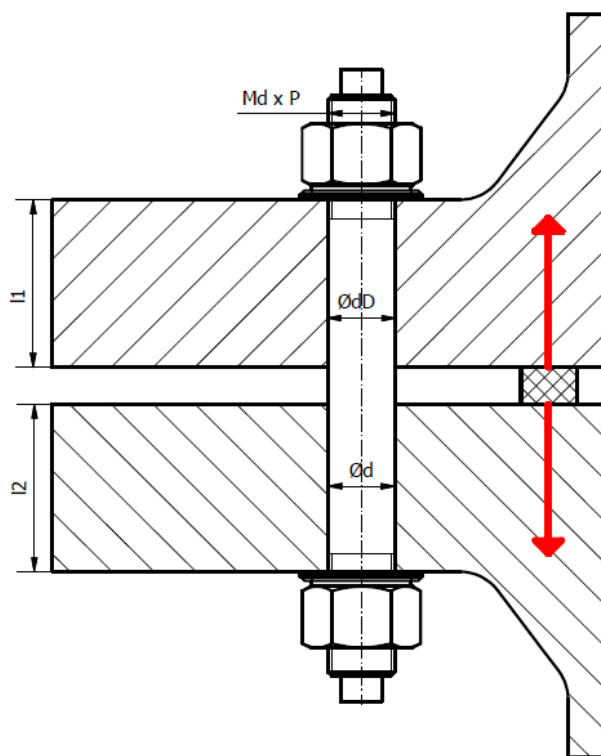
$$d_{red} = s_k + \frac{l_{př}}{2} \cdot \tan \alpha \quad [mm] \quad (1.4)$$



Obr. 2 - Rozložení tlaku přírub a redukce komolého dvojkužele na Röttscherové válcové pouzdro (červeně silový tok u VST)

1.3 Konstrukce přírubového spoje v hlavním silovém toku (HST)

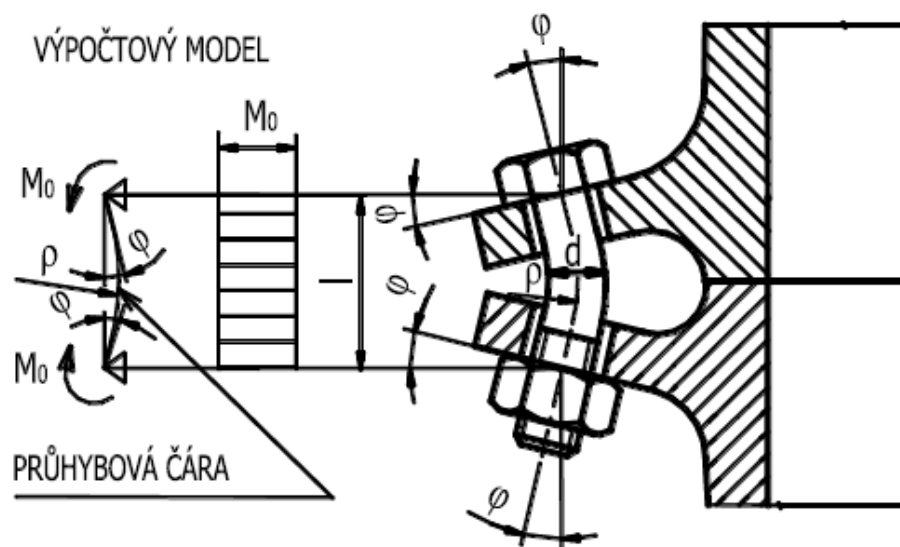
Přírubový spoj v hlavním silovém toku patří mezi dvě základní konstrukce přírub, z hlediska přenosu sil. Příruby mezi sebou nedosedají ocel na ocel, ale na těsnící ploše. Hlavní silový účinek původem od předepnutí šroubu je u tohoto druhu v jednom určitém místě tzv. efektivním průměru těsnění d_{Ge} . Různé druhy těsnění a jejich umístění od plochy příruby ovlivňují konstrukci těsnicích ploch. Plocha příruby může být buď s perem a drážkou nebo bez pera a drážky. Velkou výhodou HST je dobrá těsnost spoje. Tento spoj snáší větší předpětí ve šroubech, ale při vnějších zatíženích nabývají větší změny tlaku na těsnění. Při konstrukci dle HST existují různé normy, podle kterých můžeme vybrat vhodné těsnění a můžeme podle nich vypočítat těsnost. Hůře snáší vliv teploty působící na spoj a při dynamickém namáhání má špatné vlastnosti.



Obr. 3 - Hlavní silový tok HST

Ohybová deformace spojovaných málo tuhých přírub

Častým problémem HST spojů v praxi je menší tuhost přírub. Když se málo tuhé příruby ohýbají, tak se ohybovou deformací přírub natáčí dosedací plochy pod maticí a hlavou šroubu a to v obou směrech viz obr. 4, kde z důvodu nerovnoměrného utažení šroubů se zešikmění horní plochy příruby zvětšuje i nadále nerovnoměrnou deformací měkkého těsnění. [11]



Obr. 4 - Účinek ohybového momentu deformací málo tuhých přírub viz [11, s. 36]

Ve šroubu vzniká poměrně velké přídatné ohybové namáhání. Když působí na spoj současně ještě tahová provozní síla, jak např. (u přírub tlakové nádoby nebo potrubí od vnitřního přetlaku) osová síla ve šroubu se v důsledku pružné ohybové deformace přírub zvyšuje o ΔF_s (přírůstek síly na předepjatý šroub) při zatížení spoje provozní silou. V tomto důsledku se u moderních přírubových spojkách dosedací plochy zabrušují, a opatřují vybráním pro těsnící kroužky nebo se utěšňují tekutým anaerobním tmelem. Málo tuhé příruby se utěšňují pružným silikonovým tmelem.

Výpočet tuhostí šroubů a přírub u HST

Určení tuhostí je značně odlišné od VST. Mezera mezi přírubovými listy způsobuje, že příruby nejsou namáhány na tlak, ale nýbrž na ohyb. Z tohoto důvodu se napětí nerozkládá do Bachova komolého dvojkužele [11, s. 30-31]. Tuhost příruby se počítá z průhybu listu příruby.

$$C_{ohp} = \frac{F_o}{y_{ohp}} [N \cdot mm^{-1}] \quad (1.5)$$

Kde F_o ve vzorci je předpětí šroubu, y_{ohp} je průhyb listu příruby v místě, kde působí F_o a C_{ohp} je tuhost šroubu v montážním stavu.

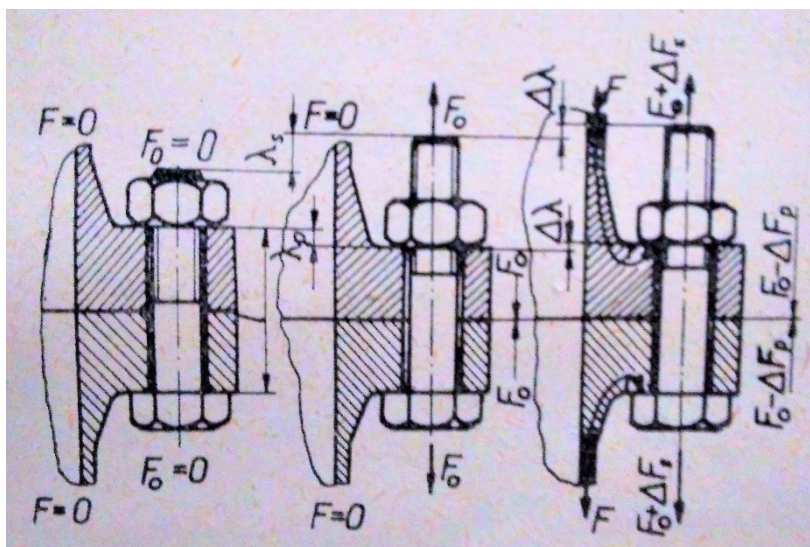
Výpočet tuhosti šroubu je obdobný jako u VST spoje viz Kapitola 1.2 Konstrukce přírubového spoje ve vedlejším silovém toku (VST), protože u spoje HST nedochází k přímému kontaktu přírub, ale silový přenos je realizován pomocí těsnění, je tuhost stlačovaných částí silně ovlivněna tuhostí těsnění. U příliš malých tuhostí těsnění, pak není vhodné určení parametrů tuhostí za účel grafického znázornění v diagramu [14].

2 Problematika šroubových spojů s předpětím

Šroubové spojení s předpětím jsou používány častěji než bez předpětí. Předpětí vzniká ve šroubu, když se šroub utahuje nebo když se utahuje matice. Při utahování se v jistou dobu začnou spojované části stlačovat a šroub prodlužovat. V této fázi ve šroubu vytváří osová síla, která se nazývá předpětí a vzniká dříve, než je dosaženo provozní zatížení. Šroubový spoj se navrhuje rovnou i s velikosti předpětí, které se volí podle druhu využití v praxi. Zpravidla se používá součinitel sevření spoje, což je poměr mezi zbytkovou silou z předpětí ve spojovaných součástech a maximální provozní silou. Síly zatěžující spoj působí stále nebo v čase proměnlivě v ose šroubu. Předepjaté šroubové spojení se používá tam, kde se chce dosáhnout:

- zvýšení provozní spolehlivosti a životnosti spojení
- zaručení jisté funkce spoje, vyvození těsnícího tlaku ve spoji, zajištění spojení víka a nádoby při stále i proměnlivé síle
- zajištění tuhosti spoje
- dostatečné bezpečnosti při působení rázových zátěžných sil, zamezení vzniku rázů při střídavém zatížení
- silového styku spojených součástí u šroubů namáhaných silou kolmou k ose šroubu.

Předepjaté šroubové spojení se tváří jako soustava pružných těles, ve které jsou vnější zatěžující podmínky v nejobyčejnějším případě dány silami provozními a nezbytnou silou předpětí spoje. Všechny tyto síly mají místo působení v ose šroubu a napětí v částech spoje je funkcí jejich tuhostí. Při výpočtu mezních stavů se potřebuje vzít v úvahu vrubové účinky, jak šroubu tak stlačovaných částí tedy přírub [1, s. 158].



Obr. 5 - Působení provozní síly na předepjatý šroubový spoj viz [1, s. 165]

2.1 Síly v předepjatém šroubovém spojení

Šroubové spojení nepůsobí pouze předpětí F_0 , ale také provozní síla F_{celk} , která se počtem spojovacích šroubu na přírubě i , přepočte na jeden šroub.

$$F = \frac{F_{celk}}{I} \quad [N] \quad (2.1)$$

Předepne-li se šroub silou F_0 nebude se síla působící na šroub vlivem pružných deformací rovnat součtu předpjetí F_0 a provozní síly. Je-li šroub předepjat silou F_0 prodlouží se šroub o λ_s a příruba stlačí o λ_p .

Musí platit vztah:

$$\lambda = \lambda_s + \lambda_p \quad [mm] \quad (2.2)$$

Z rozvinutí rovnice pro Hookův zákon (2.2) viz [1, s. 159] plynou tyto vztahy pro výpočet přírůstku síly ve šroubu.

Kde tuhost šroubu a příruby jsou ze vztahu:

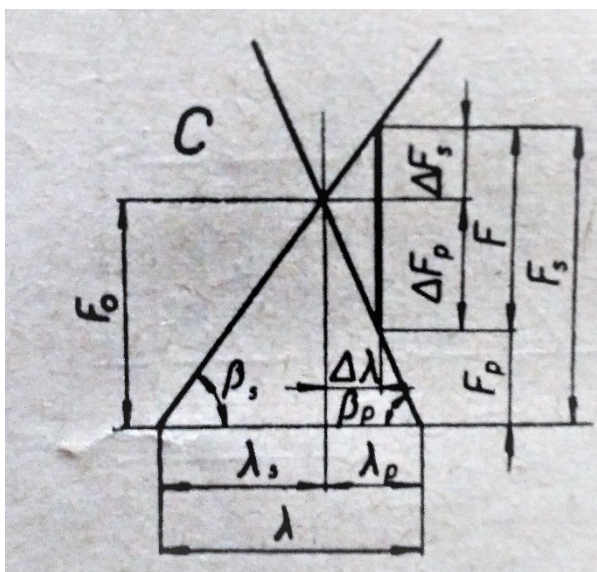
$$C_s = \frac{E_s \cdot S_s}{l_s} \quad [N \cdot mm^{-1}], \quad C_p = \frac{E_p \cdot S_p}{l_p} \quad [N \cdot mm^{-1}] \quad (2.3), (2.4)$$

Přírůstky sil na šroub a přírubu:

$$\Delta F_s = F \cdot \frac{c_s}{c_s + c_p} \quad [N], \quad \Delta F_p = F \cdot \frac{c_p}{c_s + c_p} \quad [N] \quad (2.5), (2.6)$$

Celková síla zatěžující šroub a celková síla zatěžující přírubu

$$F_s = F_0 + \frac{F \cdot c_s}{(c_s + c_p)} \quad [N], \quad F_p = F_0 - \frac{F \cdot c_p}{(c_s + c_p)} \quad [N] \quad (2.7), (2.8)$$



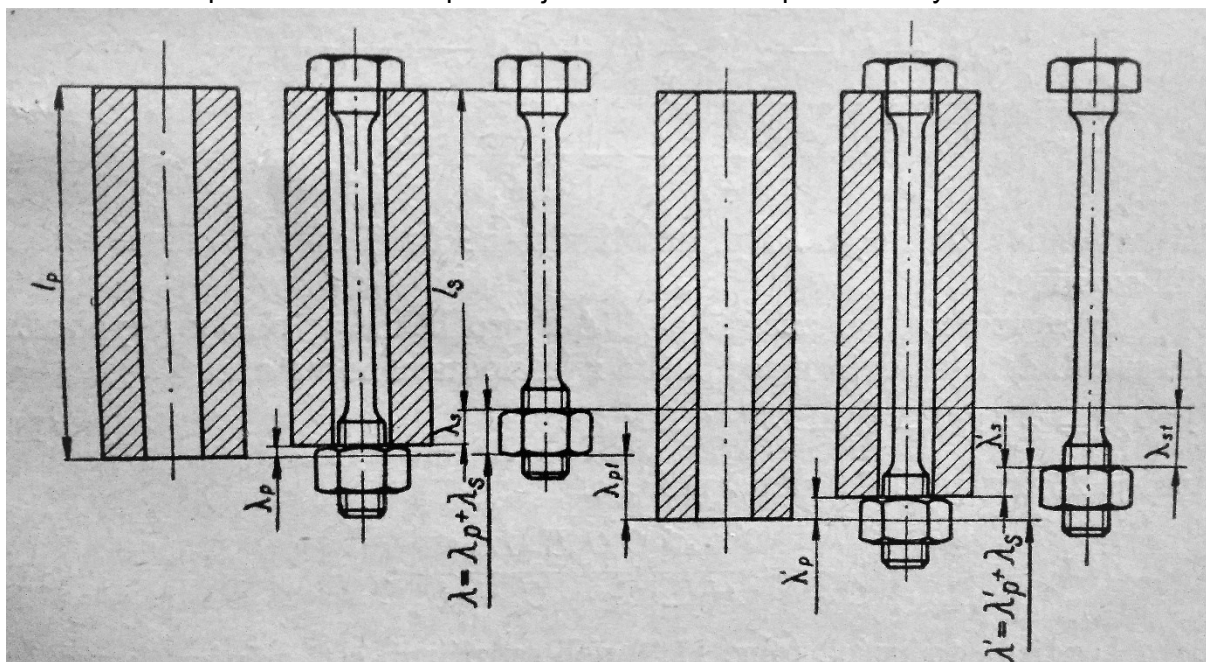
Obr. 6 - Diagram předepjatého spoje zatížen provozní silou F viz [1, s. 175]

3 Vliv teploty na předepjaté šroubové spojení

Pevnostní výpočty šroubů, které jsou namáhány dlouhodobě za vysokých teplot, dělají problémy dodnes. Při působení vyšší teploty se vlastnosti kovů mění a zjištěné mechanické vlastnosti za normálních podmínek nejsou k provedení výpočtu dostačující. Mechanické vlastnosti zjištěné krátkodobým zkoušením současnými metodami zjistili, že jsou velmi podobné pouze pro málo zvýšené teploty (uhlíkové oceli asi do 250 °C a legované oceli 350 °C). Zkoušky prováděny za vysokých teplot jsou nesnadné a pracné a zkoušky při složité napjatosti ještě horší. Kdyby měli, být zkoušky dostačující musí být dlouhodobé a doba zkoušení musí být podobná, jako životnost navrhované součásti. Z těchto důvodů jsou zkoušky dosti nákladné a dosud těchto zkoušek není mnoho. [1, s. 222-223]

3.1 Vliv teploty na velikost předpětí šroubového spojení

Rozdíl teplot se vytvoří, když teplota nedokonale přechází z teplejší příruby ke šroubu a než se jejich teplotní rozdíl vyrovná. Teplotní rozdíly mohou být velké i přes 100 °C. Rozdílná teplotní roztažnost způsobuje změnu velikosti provozní síly ve šroubu.



Obr. 7 - Tepelné prodloužení viz [1, s. 223]

3.1.1 Změna předpětí vlivem změny tuhosti spoje

Při rostoucí teplotě modul pružnosti u obyčejných materiálů klesá, díky čemuž se sníží tuhosti dílčích částí spoje a s nimi poklesne předpětí. V některých výpočtech se tento vliv zanedbává, ale u nějakých materiálů může být velmi důležitý.

Tuhosti šroubů a přírub se změní na:

$$C_{st} = c_s \cdot \frac{E_{st}}{E_s} \quad [\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}] \quad (3.1)$$

$$C_{přt} = c_{př} \cdot \frac{E_{přt}}{E_{př}} \quad [\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}] \quad (3.2)$$

Kde E_{st} a $E_{přt}$ jsou moduly pružnosti za zvýšené teploty, E_s a $E_{př}$ moduly pružnosti za normální teploty a c_s a $c_{př}$ tuhosti šroubu a přírub za normální teploty.

3.1.2 Změna předpětí v důsledku tepelné roztažnosti

V tomto případě se předpětí mění, pokud jsou součásti z materiálu s jinou tepelnou roztažností, popřípadě když je teplota šroubů jiná než teplota přírub. Změněné předpětí při zvýšené teplotě F_{0t} získáme z původního předpětí získaného za normální teploty a podmínky, že délka šroubu a sevřených přírub je stejná [1, s. 223-225].

$$\alpha_{př} > \alpha_s, t_{př} > t_s$$

Při použití různých zjednodušujících předpokladů např. $l_s = l_{př}$ dostaneme vztah:

$$F_{0t} = \frac{\alpha_{př} \cdot (t_{př} - t_0) - \alpha_s(t_s - t_0) + F_0 \cdot \left(\frac{1}{S_{př} \cdot E_{př}} + \frac{1}{S_s \cdot E_s} \right)}{\frac{1}{S_{př} \cdot E_{přt}} - \frac{1}{S_s \cdot E_{st}}} \quad [\text{N}] \quad (3.3)$$

Tento vzorec je pro výpočty značně složitý, proto se celá tepelná deformace počítá ze vztahu:

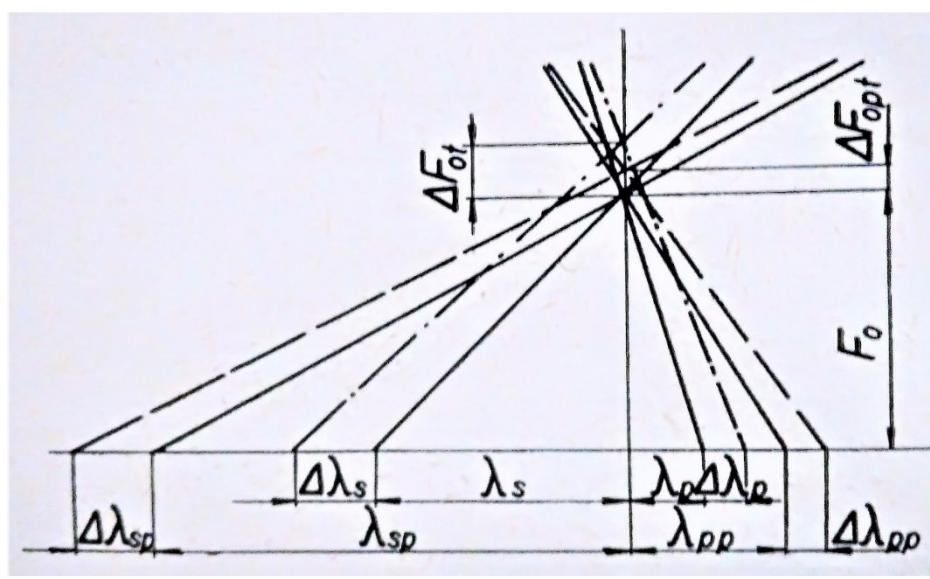
$$\lambda_t = \alpha_{př} \cdot l_{př} \cdot (t_{př} - t_0) - \alpha_s \cdot l_s \cdot (t_s - t_0) \quad [\text{mm}] \quad (3.4)$$

Potom je změna předpjetí dána vzorcem:

$$\Delta F_{0t} = \frac{\lambda_t \cdot c_{st} \cdot c_{přt}}{c_{st} + c_{přt}} \quad [\text{N}] \quad (3.5)$$

a osová síla ve šroubu, tedy předpjetí ze vztahu:

$$F_{0t} = F_0 + \Delta F_{0t} \quad [\text{N}] \quad (3.6)$$



Obr. 8 - Diagram předepjatého spoje při teplotě t [1, s. 226]

3.1.3 Eliminace velkých teplotních rozdílů na přírubovém spoji

Rozdílné teploty šroubu a teplejších přírub způsobují v tepelně namáhaném spoji zvýšení síly ve šroubu, které díky těmto rozdílům teplot může nabýt krajních hodnot. Aby se tomu tak nestalo, je nutné použít jistá konstrukční protiopatření.

- poskytnout prostup tepla z příruby do šroubu, a tím snížit teplotní rozdíl. To je možné provést zavrtáním šroubu do jedné z přírub
- zmenšit tuhost celé soustavy, neboli zvětšit celkovou poddajnost spoje. Tomu se dá dosáhnout co nejdelším šroubem se zúženým dříkem, či použít trubkovou podložku pod matici šroubu, čímž se prodlouží šroub a zmenší tuhost sevřených částí. Trubková podložka, by měla mít plochu průřezu stejnou jako dřík šroubu.

$$\left(\frac{d_{dr}}{d_3}\right) = 0,9$$

Vlivem velkých rozdílů teplot se příruby roztahují a způsobují ohyb šroubu, který se dá zmírnit použitím větším počtu tenčích dlouhých šroubů se zeslabeným dříkem místo menšího počtu šroubů větších průměrů. Také je lepším řešením dát mezi matici a přírubu podložku z vysokouhlikové oceli. Za montážní teploty se tato podložka nedeformuje, ale při provozní teplotě se po určitém čase začne plasticky deformovat v místech největších tlaků. Tím se matice vtlačí do dosedací plochy a dřík namáhaný ohybem se tím odlehčí.

- použít šrouby ze slitinových ocelí o vysoké pevnosti při vysokých teplotách ze žárupevného materiálu
- do jisté míry se dá snížit předpětí dotažením za montážní teploty. Dle literatury má být předpětí cca 3 krát větší než zatížení od vnitřního přetlaku připadající na jeden šroub.

Zřídka se stává, že šroub je teplejší než příruba, což jsou šrouby u vík parních válců v místech přívodů horké páry. Šroub je více tepelně roztahován než příruba a proto je nutné za montážní teploty vytvořit co největší předpětí. V tomto případě také použít dlouhé šrouby se zúženým dříkem z žárupevných materiálů, aby byl schopen přenést všechny namáhání od proměnlivého zatížení i od vysokých teplot bez poruchy [1, s. 225-227].

4 Řešení zadané tlakové nádoby

Tlaková nádoba je tvořena jednou či více komorami, které obsahují určité médium. Látka pod tlakem v tlakové nádobě obsahuje energii, která se používá k vykonání určité práce. Tlakové nádoby jsou zpravidla součástí větších systémů. Tlakové expanzní nádoby jsou výhradně kovové a ocelové a používají se k vyrovnání tlaku v různých systémech, jako jsou vodárny, tlaková zařízení nebo zavlažování. Mají uplatnění v mnoha oblastech a to jak v průmyslu, tak i v soukromých kruzích. Tlakové nádoby mohou být i potápěčské lahve, přetlakové komory, destilační věže a autoklávy. Také jsou možné najít v hornictví, v ropných rafinériích, petrochemických závodech, jaderných reaktorech, na lodích a pro skladování zkapalněných plynů jako je amoniak, propan-butan, chlór a LPG.

Zadání stanovuje rozměr vnitřního průměru nádoby $D = 1750 \text{ mm}$ a specifické zatěžovací stavy, které se liší teplotním zatížením. Nádoba dále podléhá vysoko cyklové únavě s počtem cyklů minimálně 100 miliónů.

Stavy zatěžující tlakovou nádobu:

- st_1 = montážní stav

- st_2 = provozní stav A

Nádoba je napuštěna plynem o teplotě 120°C . Vlivem prostupu tepla, nejsou vyrovnány teploty mezi listy přírub a šrouby. Tlak zde kolísá v rozmezí 0 až 2,5 MPa.

- st_3 = provozní stav B

V tomto stavu je navíc zahřáto i provozní potrubí, kde délková tepelná roztažnost potrubí není kompenzována


- st_M = provozní stav M

Provozní stav M je mezi stav, kdy je přívodní potrubí zahřáto na 200°C a nádoba na 120°C

- st_4 = provozní stav C

Zde teplota působí pouze na přívodní potrubí a to 200°C ostatní části spoje mají teplotu 20°C .

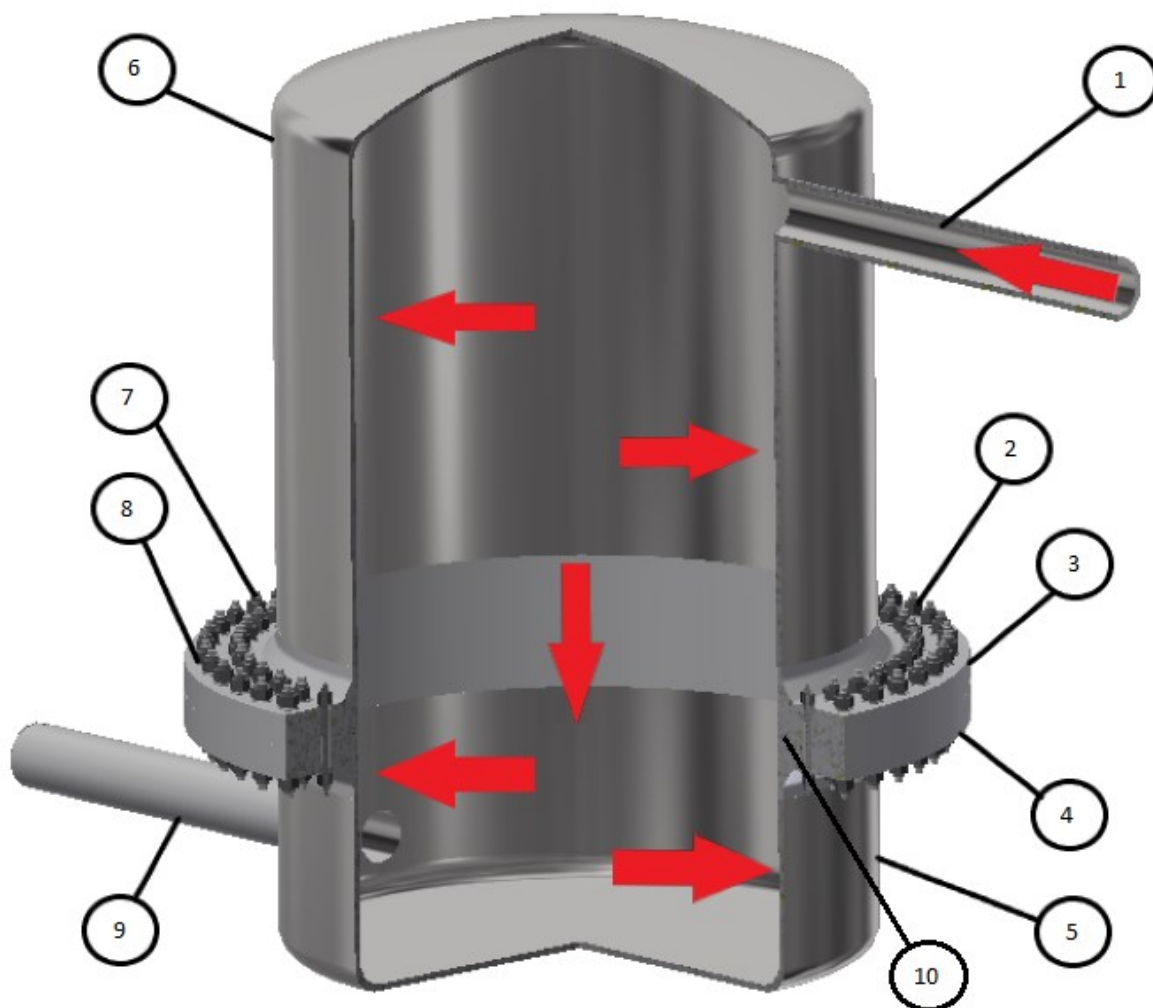
Tab. 1 - Prostup plynu schématem Tlakové nádoby

Vnitřní prostor tlakové nádoby	Pracovní médium	Pozice
 Horký prostor	Plyn	1,2,3,4,5,6,7,8,9,10

S přihlédnutím k zadaným parametrům, a zatěžujícím stavům, jsou v dalším kroku navrženy komponenty přírubového spoje tlakové nádoby.

Tab. 2 - Podrobný rozpis dílčích částí

Pozice	Dílčí části tlakové nádoby	Počet kusů	Popis	Materiál
1	Přívodní potrubí	1	TR Ø200x20-ČSN 42 0250.11	15020
2	Svorníková matice	208	DIN 2510-5 NF-M36	24CrM05
3	Horní příruba	1		SA-350 GRADE LF2
4	Spodní příruba	1		SA-350 GRADE LF2
5	Spodní část nádoby	1		SA-350 GRADE LF2
6	Horní část nádoby	1		SA-350 GRADE LF2
7	Svorník	104	M36x1	34CrNiMo6
8	Plochá podložka	208	ISO 7090-36-300HV-A2	Korozivzdorná ocel
9	Odvodní potrubí	1	TR Ø200x20-ČSN 42 0250.11	15020
10	Těsnění	1	POWER GRAF 3 PREMIUM x 3	Expandovaný grafit



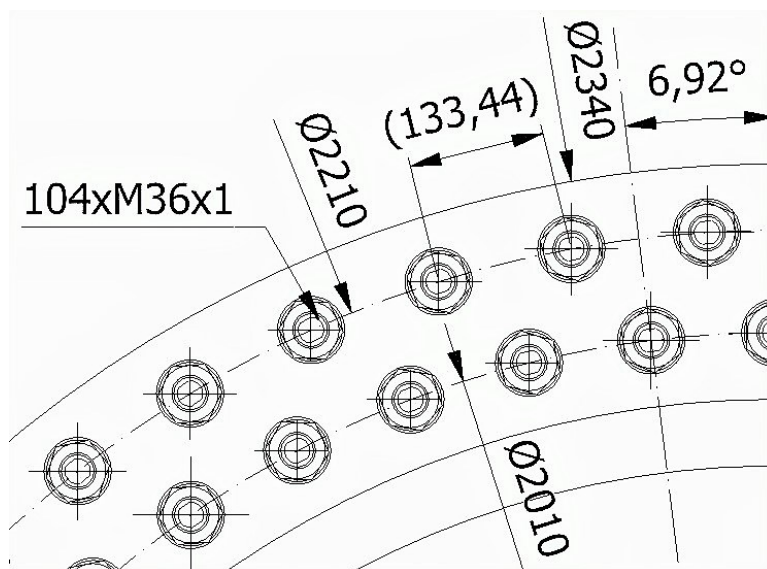
Obr. 9 - Schéma tlakové nádoby

5 Výpočet částí přírubového spoje a výpočet montážního stavu šroubů

Pro výpočet se volí materiál šroubu 34CrNiMo6 dle ČSN EN 10083-1 (16 343 dle ČSN) [12], což je oceli k zušlechtění s mezí kluzu a pevnosti $R_e = 900 \text{ MPa}$ a $R_m = 1300 \text{ MPa}$. Jako materiál přírub se vybírá SA-350 GRADE LF2 [5] s mezí kluzu a pevnosti $R_e = 250 \text{ MPa}$ a $R_m = 655 \text{ MPa}$.

5.1 Návrh šroubu

Provádí řada výpočtů v programu Microsoft Excel 2013 [17] a nakonec se zvolí nejlépe vhodné řešení s počtem šroubů $i = 104$ a vzhledem k tomu, že je potřeba šrouby dotáhnout klíčem se šrouby uspořádají do dvou řad, což znamená 52 šroubů na řadu. Volí se tak s ohledem na rozměry klíče, kde $t = 80 \text{ [mm]}$ (dle ČSN 23 0630) [2, s. 399].



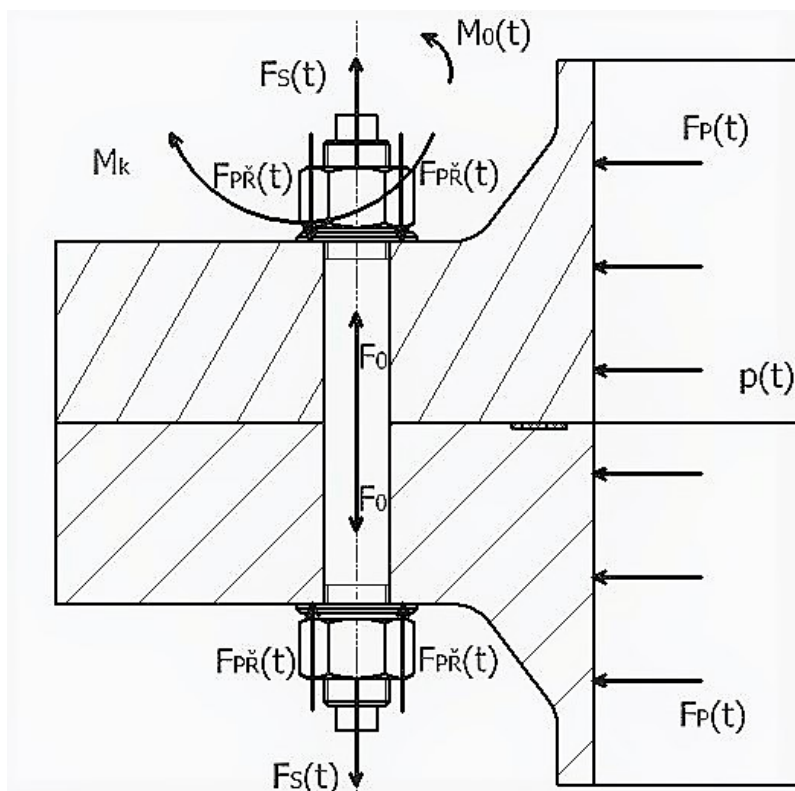
Obr. 10 - Rozložení šroubů na přírubě

Výpočet provozní síly od tlaku v nádobě F_p :

$$F_p = p \cdot \pi \left(\frac{D}{2} \right)^2 = 2,5 \cdot \pi \left(\frac{1750}{2} \right)^2 = 6013204,69 \text{ N} \quad (5.1)$$

Provozní síla na jeden šroub F_{p1} :

$$F_{p1} = 1,2 \cdot \frac{F_p}{i} = 1,2 \cdot \frac{6013204,69}{104} = 69383,13 \text{ N} \quad (5.2)$$



Obr. 11 - Zatížení šroubu za provozu

Návrh malého průměru závitu d_3 :

Volí se koeficient statické bezpečnosti $k_s = 3$, a hodnota meze kluzu pro daný materiál šroubů $R_e = 900$ MPa.

$$d_3' \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{p1} \cdot k_s}{\pi \cdot R_e}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 69383,13 \cdot 3}{\pi \cdot 900}} = 17,16 \text{ mm} \quad (5.3)$$

Z důvodu dynamického namáhání se volí zvýšená hodnota $d_3 = 34,773$ [mm], $d_2 = 35,350$ [mm], $d = 36$ [mm], $P = 1$, $\alpha = 60^\circ$, šroub M36x1

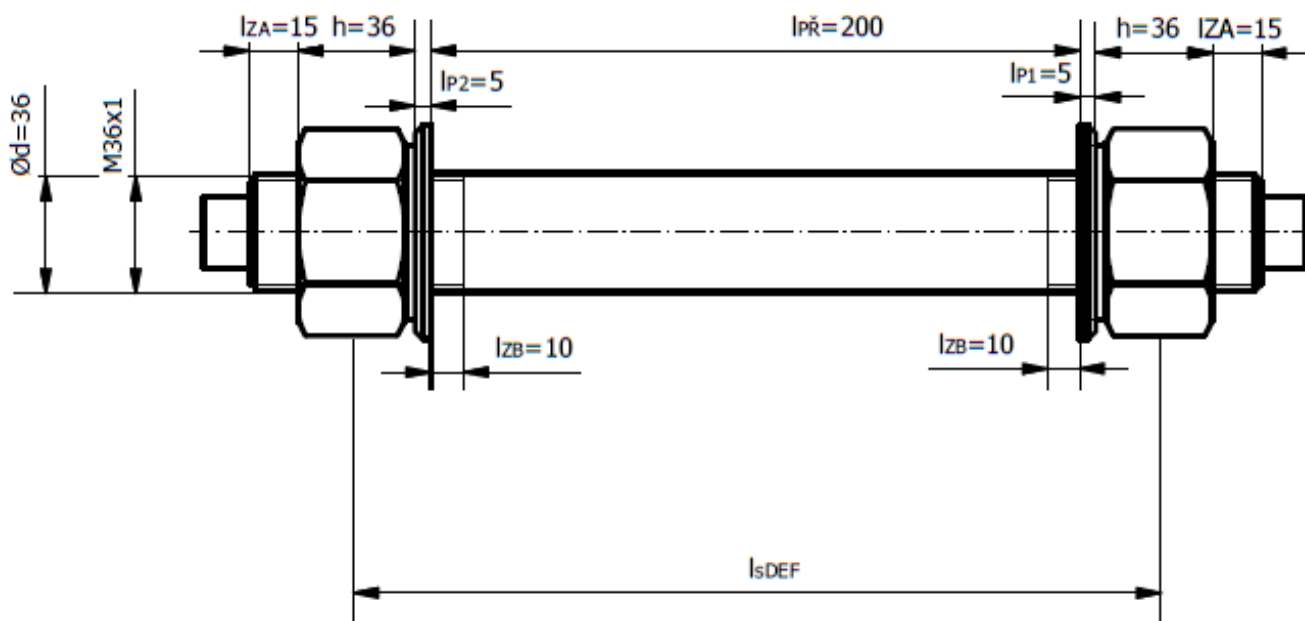
Tab. 3 - Parametry metrického závitu šroubu M36x1

Význam	Označení	Velikost	Rozměr
Velký průměr závitu - jmenovitá velikost	d	36	[mm]
Střední průměr závitu	d_2	35,350	[mm]
Malý průměr závitu	d_3	34,773	[mm]
Rozteč	P	1	[mm]
Stoupání	P_h	1	[mm]
Úhel profilu	α	60	[°]
Výška základního trojúhelníku ISO profilu závitu	H	0,866	[mm]
Výška závitu	h_3	0,613	[mm]
Zaoblení dna závitu	R_z	0,144	[mm]



Význam	Označení	Velikost	Rozměr
Velikost šestihranu hlavy matice	s_k	55	[mm]
Výška matice	h	36	[mm]
Jmenovitá velikost díry a osazení šroubu	d_D	37	[mm]
Tloušťka podložky ISO 7090 – 200 HV – A2	l_{p1}	5	[mm]
Tloušťka podložky ISO 7090 – 200 HV – A2	l_{p2}	5	[mm]

Tuhost je odpor vůči namáhané součásti, aby se nedeformovala. U tvarově méně složitých součástí se stanoví výpočtem. U složitých součástí experimentálně.



Obr. 13 – Rozdělení šroubu pro výpočet jeho tuhosti v tahu

5.2.1 Výpočet tuhosti v tahu šroubu

K výpočtu tuhosti c_s se rozdělí deformovatelná část šroubu l_{SDEF} na úseky se stejným průřezem S_{si} a délkou l_{si} viz obr. 13. Pro výpočet tuhosti šroubu se volí hodnota $E_s = 210\,000\text{ MPa}$.

$$\frac{1}{c_s} = \frac{1}{E_s} \cdot \sum_i \frac{l_{si}}{S_{si}} \quad (5.4)$$

$$\frac{1}{c_s} = \frac{1}{E_s} \left[\frac{\frac{1}{2} \cdot h}{\pi \cdot \left(\frac{d_2}{2}\right)^2} + \frac{l_{p1} + l_{zb}}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} + \frac{l_{PŘ} - l_{zb} - l_{zb}}{\pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2} + \frac{l_{p2} + l_{zb}}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} + \frac{\frac{1}{2} \cdot h}{\pi \cdot \left(\frac{d_2}{2}\right)^2} \right]$$

$$\frac{1}{c_s} = \frac{1}{210\,000} \left[\frac{\frac{1}{2} \cdot 36}{\pi \cdot \left(\frac{35,350}{2}\right)^2} + \frac{5 + 10}{\pi \cdot \left(\frac{34,773}{2}\right)^2} + \frac{200 - 10 - 10}{\pi \cdot \left(\frac{36}{2}\right)^2} + \frac{5 + 10}{\pi \cdot \left(\frac{34,773}{2}\right)^2} + \frac{\frac{1}{2} \cdot 36}{\pi \cdot \left(\frac{35,350}{2}\right)^2} \right]$$

$$c_s = 856761,6\text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

5.2.2 Výpočet tuhosti v tlaku přírub

Deformovaná část přírub je ve tvaru Bachova komolého dvojkužele a při výpočtu se zanedbávají podložky. Tento komolý dvojkužel je převeden na trubku konstantního průřezu, protože z dvojkužele nejde jednoznačně určit průřez přírub $S_{př}$. Viz kapitola 1.2 obr. 2.

Výpočet redukovaného průměru trubky d_{red} :

$$d_{red} = s_k + \frac{l_{př}}{2} \cdot \tan \alpha = 55 + \frac{200}{2} \cdot \tan 45^\circ = 155 \text{ mm} \quad (5.5)$$

Úhel α je u ocelových přírub $\alpha = 45^\circ$

Výpočet deformovaného průřezu přírub $S_{př}$:

$$S_{př} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{red}^2 - d_D^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (155^2 - 37^2) = 17794 \text{ mm}^2 \quad (5.6)$$

Výpočet tuhosti přírub $c_{př}$:

Pro výpočet tuhosti přírub se volí hodnota modulu pružnosti $E_{př} = 210000 \text{ MPa}$.

$$c_{př} = \frac{E_{př} \cdot S_{př}}{l_{př}} = \frac{210000 \cdot 17794}{200} = 18683680 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (5.7)$$

Poměr tuhostí $\frac{c_{př}}{c_s}$:

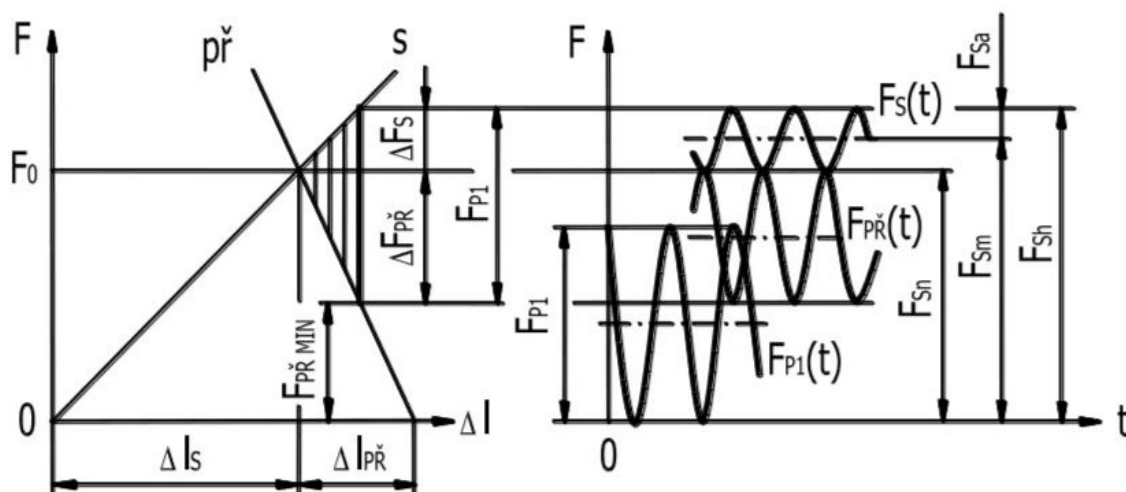
Musí platit podmínka $\frac{c_{př}}{c_s} \geq 10$ (5.8)

$$\frac{c_{př}}{c_s} = \frac{18683680}{856761,6} = 21,81 > 10$$

Podmínka je splněna – Poměr tuhostí přírub a šroubů vyšel vyšší než daná hodnota

5.3 Výpočet sil působících na šroub

Tím, že provozní síla působící na jeden šroub F_{p1} má orientaci ve směru osy šroubu, zmenšuje stlačení přírub dosažené utažením matice a zvětšuje tah ve šroubu.



Obr. 14 - Diagram předepjatého spoje zatíženého dynamickou mříjovou provozní silou (vlevo), Časový průběh sil (vpravo)

5.3.1 Výpočet dynamické tahové síly působící v ose šroubu

Když se stanovuje návrh šroubového spoje, musí se vyjít z velikosti minimální síly v přírubě $F_{př MIN}$, která má za úkol zajistit funkčnost spoje. Výpočet této síly je proveden dvěma způsoby a to pomocí součinitele těsnosti ψ a dle normy ASME Code Sec. VIII. [16].

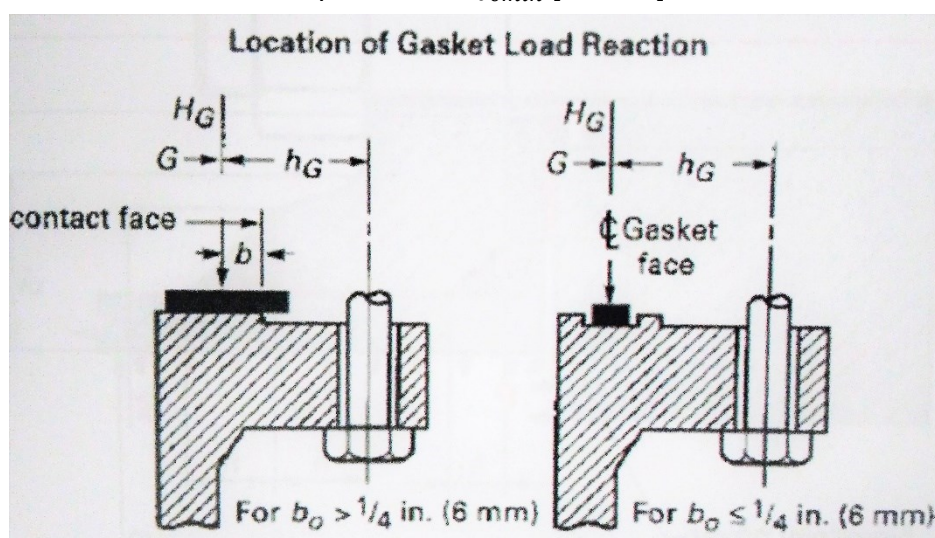
Výpočet minimální síly v přírubě $F_{př MIN}$:

Pro výpočet se volí součinitel těsnosti $\psi = 1,2$.

$$F_{př MINA} = \psi \cdot F_{p1} = 1,2 \cdot 69383,13 = 83259,76 \text{ N} \quad (5.9)$$

Porovnání dle normy ASME Code Sec. VII

Tento výpočet vychází ze zvoleného těsnění, kdy je přes funkční šířku těsnění b počítaná efektivní plocha těsnění AG_e a dle normy ČSN EN 1591-1 [7] vypočítán tlak za montážního stavu $Q_{smin}(L)I$. V tomto vzorci figuruje faktor těsnosti m , který se volí dle materiálu a typu těsnění i s minimálním tlakem při montáži Q_{0min} [7, s. 50].



Obr. 15 – Umístění zatížení těsnění [14]

Výpočet základní šířky dosedací plochy těsnění b_0 :

$$b_0 = \frac{N}{2} = \frac{30}{2} = 15 \text{ mm} \quad (5.10)$$

Výpočet funkční šířky dosedací plochy těsnění b :

$$b = 2,5 \cdot \sqrt{b_0} = 2,5 \cdot \sqrt{15} = 9,68 \text{ mm} \quad (5.11)$$

Výpočet tlaku za montážního stavu dle normy ČSN EN 1591-1:

Výpočet efektivní plochy těsnění AG_e dle [7, s. 32]:

$$AG_e = S = \pi \cdot (R^2 - r^2) = \pi \cdot \left(\frac{1799,36^2}{2} - \frac{1780^2}{2} \right) = 54425,27 \text{ mm}^2 \quad (5.12)$$

Výpočet teoretického tlaku na těsnění P_1 :

$$P_1 = \frac{F_{p1} \cdot i}{S} = \frac{69383,13 \cdot 104}{54425,27} = 132,55 \text{ MPa} \quad (5.13)$$

$$P_1 \geq Q_{0min} \Rightarrow 132,55 \geq 15 \text{ MPa} \quad (5.14)$$

Výpočet tlaku za montážního stavu $Q_{smin}(L)I$:

$$Q_{smin}(L)I = m \cdot P_1 = 1,3 \cdot 132,55 = 172,31 \text{ MPa} \quad (5.15)$$

$$F_{př MINB} = \frac{Q_{smin}(L)I \cdot S}{i} = \frac{172,31 \cdot 54425,27}{104} = 90198,1 \text{ N} \quad (5.16)$$

$$F_{př MINB} > F_{př MINA} \quad (5.17)$$

Zde je vidět, že výpočet minimální síly v přírubě dle normy ASME Code Sec. VIII v kombinaci s normou ČSN EN 1591-1, vychází vyšší. Výpočet těsnící síly je v tomto případě pouze teoretický a je platný pro HST spoje. Zde tato síla slouží k bezpečnějšímu odhadu minimální síly v přírubě u VST spoje. Skutečný tlak na těsnění vychází pouze z velikosti stlačení. Dle specifikace výrobce je při stlačení těsnění o 1,5 mm 135 MPa. Z důvodu vyšší bezpečnosti se další výpočty provádí ze silou $F_{př MINB}$.

Výpočet minimální síly ve šroubu F_{Sn} :

$$F_{Sn} = F_O = F_{př MINB} + F_{p1} \cdot \frac{c_{př}}{c_{př} + c_s} = 90198,1 + 69383,13 \cdot \frac{18683680}{18683680 + 856761,6} \quad (5.18)$$

$$F_{Sn} = 156539,1 \text{ N}$$

Výpočet amplitudy síly ve šroubu F_{Sa} :

$$F_{Sa} = \frac{F_{p1} \cdot \frac{c_s}{c_s + c_{př}}}{2} = \frac{200440,16 \cdot \frac{856761,6}{856761,6 + 18683680}}{2} = 1521,1 \text{ N} \quad (5.19)$$

Výpočet střední síly ve šroubu F_{Sm} :

$$F_{Sm} = F_{Sn} + F_{Sa} = 156539,1 + 1521,1 = 158060,1 \text{ N} \quad (5.20)$$

Výpočet horní síly ve šroubu F_{Sh} :

$$F_{Sh} = F_{Sn} + 2 \cdot F_{Sa} = 156539,1 + 2 \cdot 1521,1 = 159581,2 \text{ N} \quad (5.21)$$

5.3.2 Výpočet utahovacího momentu

Velikost součinitele tření na závitu se volí $f_z = 0,15$, kde bude povrch matice i šroubu zinkovaný a mazaný pastou MoS2. Hodnota úhlu profilu α je pro metrický závit 60° .

Výpočet redukovaného třecího úhlu φ' :

$$\varphi' = \arctan \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \arctan \frac{0,15}{\cos \frac{60}{2}} = 9,827^\circ \quad (5.22)$$

Výpočet stoupání závitu ψ :

$$\psi = \arctan \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} = \arctan \frac{1}{\pi \cdot 35,350} = 0,516^\circ \quad (5.23)$$

Výpočet středního průměru stykové plochy D_s :

$$D_s = \frac{s_k + d_D}{2} = \frac{55 + 37}{2} = 46 \text{ mm} \quad (5.24)$$

Výpočet utahovacího momentu M_u :

$$M_u = F_o \cdot \tan(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} + F_o \cdot f \cdot \frac{D_s}{2} \quad (5.25)$$

$$M_u = 156539,1 \cdot \tan(0,516 + 9,827) \cdot \frac{35,350}{2} + 156539,1 \cdot 0,15 \cdot \frac{46}{2}$$

$$M_u = 1044989,9 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

5.3.3 Výpočet statické síly působící obvodově na závitu šroubu

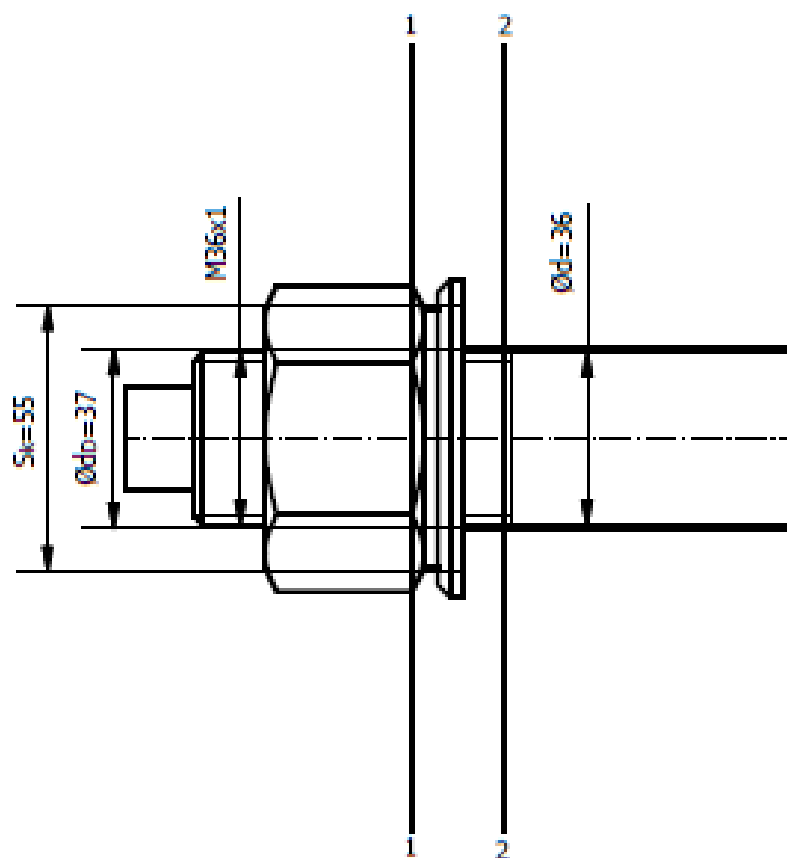
Tečná statická síla F_z je po utažení matice při montáži konstantní. Domnívá se tedy, že působí na střední průměr závitu šroubu d_2 .

Výpočet statické síly F_z :

$$F_z = F_o \cdot \tan(\psi + \varphi') = 156539,1 \cdot \tan(0,516 + 9,827) = 28567,5 \text{ N} \quad (5.26)$$

5.4 Výpočet kritického namáhání šroubu

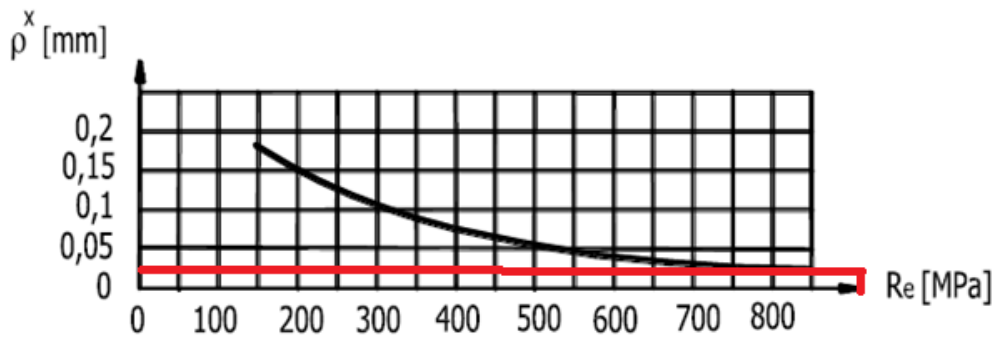
Šroub je současně namáhán od tlaku v nádobě dynamickým tahem a od utažení matice konstantním krutem. Z pohledu provozní bezpečnosti šroubu, který je navržen, je dynamické namáhání v tahu u šroubu nejdůležitější. Šroub ohrožuje vysoko cyklová únava materiálu a ta může po jisté době zapříčinit nepředvídatelný únavový lom šroubu. Na šroubu jsou určena dvě nejkritičtější místa, pro které jsou stanoveny součinitele vrubu, viz obr. 16 [3].



Obr. 16 – Konstruktivní vruby na šroubu

Určení materiálové konstanty ρ^x :

Konstanta ρ^x vyjadřuje velikost zrna a je závislá na mezi kluzu R_e . Mezi kluzu $R_e = 900 \text{ MPa}$ náleží přibližně hodnota $\rho^x = 0,020$.



Obr. 17 – Graf závislosti ρ^x na R_e

Výpočet součinitele Guestovy pevnostní hypotézy s^x :

Poissonova konstanta je pro ocel v pružném stavu $\nu = 0,3$.

$$s^x = \frac{2 - \nu}{1 - \nu} = \frac{2 - 0,3}{1 - 0,3} = 2,429 \quad (5.27)$$

5.4.1 Průřez 1-1 – „zaoblené dno zatížitelného závitu M36 šroubu mimo matici“

Výpočet fiktivního poloměru vrubu R_{ZF} :

$$R_{ZF} = R_Z + s^x \cdot \rho^x = 0,2887 + 2,429 \cdot 0,020 = 0,19290899 \text{ mm} \quad (5.28)$$

$$R_Z = 0,144337561 \cdot P = 0,144337561 \cdot 1 = 0,144337561 \text{ mm} \quad (5.29)$$

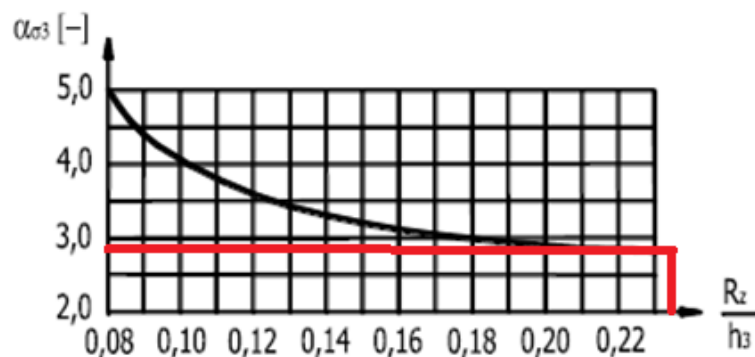
Určení součinitele koncentrace napětí $\alpha_{\sigma 3}$:

Určení poloměrů a následné určení součinitele koncentrace napětí je z grafu, viz obr. 18.

$$H = 0,866025404 \cdot P = 0,866025404 \cdot 1 = 0,866025404 \text{ mm} \quad (5.30)$$

$$h_3 = \frac{17}{24} \cdot H = \frac{17}{24} \cdot 0,866025404 = 0,613434661 \text{ mm} \quad (5.31)$$

$$\frac{R_Z}{h_3} = \frac{0,144337561}{0,613434661} = 0,235 \quad (5.32)$$



Obr. 18 – Graf součinitele koncentrace napětí pro zaoblené dno metrického závitu a tahové namáhání

Součinitel koncentrace napětí určen z grafu je $\alpha_{\sigma 3} = 2,7$.

Výpočet součinitele vrubu β_3 :

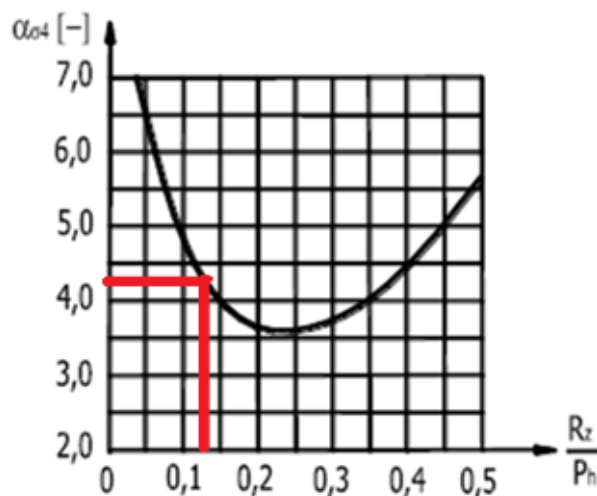
$$\beta_{\sigma 3} = \alpha_{\sigma 3} \cdot \sqrt{\frac{R_Z}{R_{ZF}}} = 2,7 \cdot \sqrt{\frac{0,144337561}{0,19290899}} = 2,335 \quad (5.33)$$

5.4.2 Průřez 2-2 – „zaoblené dno závitu M36 šroubu v místě 1. závitu matice“

Určení součinitele koncentrace napětí $\alpha_{\sigma 4}$:

Určení poloměrů a následné určení součinitele koncentrace napětí z grafu viz obr. 19.

$$\frac{R_Z}{P_h} = \frac{0,144337561}{1} = 0,144 \quad (5.34)$$



Obr. 19 – Graf součinitele koncentrace napětí pro zaoblené dno metrického závitu v místě 1. závitu matice a tahové namáhání

Součinitel koncentrace napětí určen z grafu je $\alpha_{\sigma 4} = 4,2$.

Výpočet součinitele vrubu $\beta_{\sigma 4}$:

$$\beta_{\sigma 4} = \alpha_{\sigma 4} \cdot \sqrt{\frac{R_Z}{R_{ZF}}} = 4,2 \cdot \sqrt{\frac{0,144337561}{0,19290899}} = 3,633 \quad (5.35)$$

5.4.3 Kritické místo – výpočet napětí

Dle předchozích výpočtů je zřejmé, že kritickým místem na šroubu je průřez 2-2. V tomto místě je součinitel vrubu β_{σ} největší, proto se provádí výpočet napětí právě pro tuto oblast.

Dynamická kontrola se tedy provádí na průměru d_3 .

Výpočty napětí na průřezu 2-2

Výpočet horního napětí pro průřez 2-2 σ_{tsh} :

$$\sigma_{tsh} = \frac{F_{sh}}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} = \frac{159581,2}{\pi \cdot \left(\frac{34,773}{2}\right)^2} = 168,1 \text{ MPa} \quad (5.36)$$

Výpočet středního napětí pro průřez 2-2 σ_{tsm} :

$$\sigma_{tsm} = \frac{F_{sm}}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} = \frac{158060,1}{\pi \cdot \left(\frac{34,773}{2}\right)^2} = 166,5 \text{ MPa} \quad (5.37)$$

Výpočet dolního napětí pro průřez 2-2 σ_{tsn} :

$$\sigma_{tsn} = \frac{F_{sn}}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} = \frac{156539,1}{\pi \cdot \left(\frac{34,773}{2}\right)^2} = 164,8 \text{ MPa} \quad (5.38)$$

Výpočet napěťové amplitudy pro průřez 2-2 σ_{tsa} :

$$\sigma_{tsa} = \frac{F_{sa}}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} = \frac{1521,1}{\pi \cdot \left(\frac{34,773}{2}\right)^2} = 1,6 \text{ MPa} \quad (5.39)$$

5.4.4 Statické namáhání šroubu v krutu

Síla F_z působí obvodově na střední průměr závitu d_2 při utahování matice během montáže spoje a tudíž je touto silou šroub namáhán staticky. Výpočet se provádí ve stejném kritickém místě, tedy na průřezu 2-2.

Výpočet smykového napětí v krutu pro průřez 2-2 τ_s :

$$\tau_s = \frac{M_k}{W_k} = \frac{F_z \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_3^3} = \frac{28567,5 \cdot \frac{35,350}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot 34,773^3} = 61,16 \text{ MPa} \quad (5.40)$$

5.5 Stanovení provozní bezpečnosti šroubu

Nejprve se provádí výpočet dynamické bezpečnosti. Vypočtená hodnota musí náležet intervalu stanovujícího tuto bezpečnost. Následně je proveden výpočet statické bezpečnosti. Ta má interval menší, jelikož statický lom není tak náhlý. Nakonec se provádí výpočet výsledné bezpečnosti. Výsledná bezpečnost se skládá ze dvou složek, složky statické a dynamické.

5.5.1 Dynamická bezpečnost – Analytické řešení

Pro výpočet meze únavy se volí mez pevnosti $R_m = 1300 \text{ MPa}$ pro daný materiál 34CrNiMo6 [12].

Výpočet meze únavy materiálu šroubu σ_c :

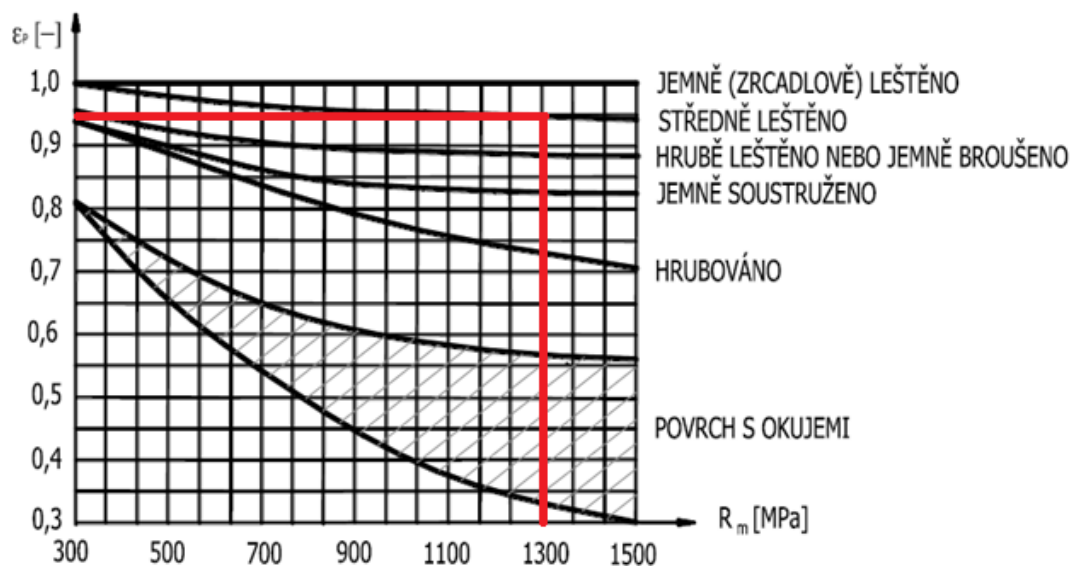
$$\sigma_c \cong 0,35 \cdot R_m = 0,35 \cdot 1300 = 455 \text{ MPa} \quad (5.41)$$

Výpočet součinitele sbíhavosti šroubu ψ_σ :

$$\psi_\sigma \cong 0,02 + 2 \cdot R_m \cdot 10^{-4} = 0,02 + 2 \cdot 1300 \cdot 10^{-4} = 0,28 \quad (5.42)$$

Určení součinitele vyjadřujícího vliv jakosti a stavu povrchu součásti ε_p :

Hodnota ε_p se určí dosazením $R_m = 1300 \text{ MPa}$ do následujícího grafu viz obr. 20. Způsob obrábění je zvolen „středně leštěno“. Součinitel jakosti povrchu má určitý vliv na skutečnou mez únavy, z důvodu, že únavové lomy obvykle vznikají v povrchové vrstvě součásti.

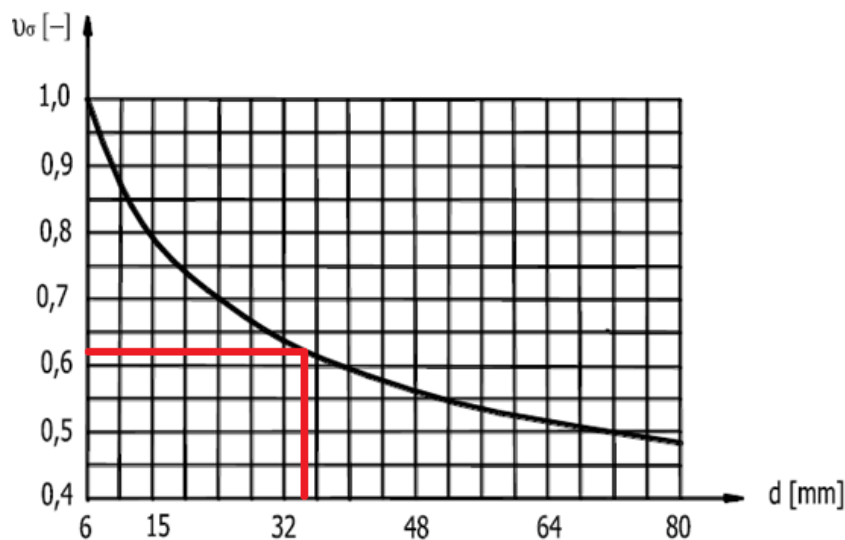


Obr. 20 – Graf součinitele jakosti povrchu

Součinitel jakosti povrchu je $\varepsilon_p = 0,95$.

Určení součinitele vlivu velikosti součásti na únavovou pevnost ν_σ :

Tento součinitel vychází ze skutečnosti, že velikost součásti má jistý vliv na únavovou pevnost. Čím je větší součást, tím se mez únavy snižuje. Součinitel vlivu velikosti součásti je zvolen pro střední průměr závitu $d_2 = 35,350 \text{ mm}$.



Obr. 21 – Graf součinitele velikosti

Hodnota pro daný průměr je $\nu_\sigma = 0,62$.

Výpočet součinitele sbíhavosti vrubované součásti ψ_σ^x :

$$\psi_\sigma^x = \frac{\psi_\sigma}{\beta_{\sigma 4}} \cdot \varepsilon_p \cdot \nu_\sigma = \frac{0,28}{3,633} \cdot 0,95 \cdot 0,62 = 0,045 \quad (5.43)$$

Výpočet únavové meze pevnosti pro míjivé zatěžování σ_{hc} :

$$\sigma_{hc} = \frac{2 \cdot \sigma_c}{1 + \psi_\sigma} = \frac{2 \cdot 455}{1 + 0,28} = 710,9 \text{ MPa} \quad (5.44)$$

Výpočet skutečné meze únavy kritického místa šroubu σ_c^x :

$$\sigma_c^x = \sigma_c \cdot \frac{\varepsilon_p \cdot \nu_\sigma}{\beta_{\sigma 4}} = 455 \cdot \frac{0,95 \cdot 0,62}{3,633} = 73,77 \text{ MPa} \quad (5.45)$$

Výpočet amplitudové dynamických bezpečností $k_{\sigma a}$:

$$k_{\sigma a} = \frac{\sigma_c^x - \psi_\sigma^x \cdot \sigma_{tSn}}{(1 + \psi_\sigma^x) \cdot \sigma_{tSa}} = \frac{73,77 - 0,045 \cdot 164,8}{(1 + 0,045) \cdot 1,6} = 41,54 \quad (5.46)$$

Výpočet horní dynamické bezpečnosti $k_{\sigma h}$:

$$k_{\sigma h} = \frac{2 \cdot \sigma_c^x + (1 - \psi_\sigma^x) \cdot \sigma_{tSn}}{(1 + \psi_\sigma^x) \cdot \sigma_{tSh}} = \frac{2 \cdot 73,77 + (1 - 0,045) \cdot 164,8}{(1 + 0,045) \cdot 168,1} = 1,74 \quad (5.47)$$

Díky nečekanému, náhlému charakteru únavového lomu se volí nejmenší dynamická bezpečnost, tedy $k_{\sigma h}$ poněkud větší a to v intervalu $\langle 1,7 \div 2,5 \rangle$. Podmínka je tedy splněna.

5.5.2 Statická bezpečnost

Během statického namáhání a během standartních provozních teplot houževnatého šroubu se vliv vrubu, tedy koncentrace napětí neuvažuje. Statickým namáháním se vyrovnávají lokální špičky napětí v kořeni vrubu místní plastickou deformací. Interval statické bezpečnosti je menší než interval dynamické z důvodu, že statický výpočet je přesnější a statický lom není tak náhlý.

Výpočet statické bezpečnosti k_τ :

$$k_\tau = \frac{\tau_{Kt}}{\tau \cdot \alpha_\tau} = \frac{\frac{1}{2} \cdot R_e}{\tau \cdot 1} = \frac{\frac{1}{2} \cdot 900}{61,16 \cdot 1} = 7,36 \quad (5.48)$$

5.5.3 Výsledná bezpečnost

Výpočet výsledné bezpečnosti k_V :

$$k_V = \frac{k_\sigma \cdot k_\tau}{\sqrt{k_\sigma^2 + k_\tau^2}} = \frac{1,74 \cdot 7,36}{\sqrt{1,74^2 + 7,36^2}} = 1,69 \quad (5.49)$$

Optimálně navržený šroub má mít výslednou bezpečnost v intervalu $\langle 1,1 \div 1,7 \rangle$.

Tento šroub tuto podmínku splňuje.

5.5.4 Poměrná deformace

Výpočet poměrné deformace šroubu ε_s :

$$\varepsilon_s = \frac{\frac{F_0}{Cs}}{\frac{1}{2} \cdot h + \frac{1}{2} \cdot h + 2 \cdot l_p + l_{př}} = \frac{\frac{156539,1}{856761,6}}{\frac{1}{2} \cdot 36 + \frac{1}{2} \cdot 36 + 2 \cdot 5 + 200} = 7,427 \cdot 10^{-4} \quad (5.50)$$

Výpočet poměrné deformace příruby ε_{pr} :

$$\varepsilon_{pr} = \frac{\frac{F_0}{Cpř}}{l_{př}} = \frac{\frac{156539,1}{18683680}}{200} = 0,419 \cdot 10^{-4} \quad (5.51)$$

6 Ověření vlivu tepelné roztažnosti na přírubový spoj

V této kapitole je úkolem ověřit, jestli má zvýšená teplota, tedy teplotní roztažnost vliv na předpětí šroubového spoje, jak se změní všechna napětí působící ve spoji oproti montážnímu stavu, jak velká tepelná deformace vznikne, jaký vliv to má mít na celou tlakovou nádobu a na namáhání šroubu. Na základě zadaných teplot pro dílčí provozní stavy viz kap. 4, jsou postupně stanoveny výpočty.

6.1 Výpočet kritického stavu, kdy je nádoba napuštěna plynem o teplotě 120 °C a zatím nedošlo k vyrovnání teplot mezi šrouby a přírubou

Z důvodu charakteru prostupu tepla z vnitřních prostor tlakové nádoby vzniká rozdíl teplot mezi šrouby a přírubou. Změní se předpětí jednak snížením modulů pružností na E_{sA} a $E_{přA}$, čímž se změní také tuhost spoje na C_{sA} a $C_{přA}$. Také rozdílným tepelným prodloužením, a jinými součiniteli tepelné roztažnosti α_s a $\alpha_{př}$. Tento kritický stav je dále označován jako A, a všechny veličiny mají dolní index A. Výpočet je proveden viz Příloha E – Kritický stav A.

Tuhost šroubu při teplotě t_{sA} :

$$c_{stA} = c_s \cdot \frac{E_{sA}}{E_s} = 856761,6 \cdot \frac{209000}{210000} = 852681,8 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (6.1)$$

Tuhost přírub při teplotě $t_{přA}$:

$$c_{přtA} = c_{př} \cdot \frac{E_{přA}}{E_{př}} = 18683679 \cdot \frac{202000}{210000} = 17971920,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (6.2)$$

Výpočet předpětí ve šroubu při teplotě t_{nA}

Dle MKP analýzy v *transient Thermal* jsou získány teploty $t_{přA}$, t_{sA} . Výpočet je prováděn pro teploty, když je největší teplotní rozdíl mezi teplotou dřívku šroubu a přírubou v blízkém okolí šroubu.

$$t_{přA} = 70,87 \text{ °C}, t_{sA} = 29,542 \text{ °C}, t_0 = 20 \text{ °C}$$

Celková tepelná deformace λ_{tA} :

$$\lambda_{tA} = \alpha_{př} \cdot l_{př} \cdot (t_{přA} - t_0) - \alpha_s \cdot l_s \cdot (t_{sA} - t_0) \quad (6.3)$$

$$\lambda_{tA} = 5,89 \cdot 10^{-6} \cdot 200 \cdot (70,87 - 20) - 12,1 \cdot 10^{-6} \cdot 200 \cdot (29,542 - 20)$$

$$\lambda_{tA} = 36,84 \cdot 10^{-3}$$

Přírůstek nebo ztráta předpětí zahřátím spoje na teplotu t_{nA} ΔF_{0tA} :

$$\Delta F_{0tA} = \frac{\lambda_{tA} \cdot c_{stA} \cdot c_{přtA}}{c_{stA} + c_{přtA}} = \frac{36,84 \cdot 10^{-3} \cdot 852681,8 \cdot 17971920,6}{852681,8 + 17971920,6} = 29984,4 \text{ N} \quad (6.4)$$

Předpětí při zahřátí spoje na teplotu t_{nA} F_{0tA} :

$$F_{0tA} = F_0 + \Delta F_{0tA} = 156438,4 + 29984,4 = 186422,8 \text{ N} \quad (6.5)$$

Tabulka se všemi přepočítanými hodnotami, viz Příloha E – Kritický stav A.

6.2 Výpočet kritického stavu, v němž dochází rovněž k zahřátí přívodního potrubí, jehož délková tepelná roztažnost není kompenzována

V tomto kritickém stavu je nádoba nahřata na teplotu $t_{nB} = 120\text{ °C}$ a zároveň s nádobou je zahřáto taky přívodní potrubí. Předpokládá se, že se u vstupu do nádoby poměrně zdeformuje a to jak potrubí, tak i plášť nádoby v okolí potrubí, což má mít vliv na přírubu v podobě ohybu, kdy se v některých místech mají příruby rozpínat a v jiných smršťovat, což má za následek, že v každém šroubu je jiná provozní síla. Určení velikosti provozní síly ve šroubu je v tomto případě velmi složité. Připojené potrubí, jehož teplotní roztažnost není kompenzována, vytváří přídatný ohybový moment, který se projeví jako přírůstek síly ve šroubu. K tomuto problému je možné přistupovat dvěma způsoby. Zjednodušeně lze předpokládat, že nejvíce jsou namáhány šrouby v rovině přídatného ohybu. Veškerý efekt se určí z podobnosti trojúhelníku. Předmětem kontroly se pak stává pouze nejvíce namáhaný šroub. Touto metodou je docíleno největší míry bezpečnosti. Avšak tento postup má své nevýhody. Nepočítá se zde se ztrátou momentové síly v důsledku deformace pláště. Dále se předpokládá, že většinu zatížení přeneseme jeden šroub. Takto nadimenzovaný šroub by musel mít nereálně velké rozměry. Skutečná povaha namáhání je však zcela odlišná. Část energie od tepelné roztažnosti potrubí absorbuje plášť. Síla se rozloží do několika šroubů po obvodu. Výsledný nárůst pracovní síly tak nedosahuje tak extrémních hodnot. Vliv deformace pláště, a husté rozložení šroubů po obvodu přírub ve dvou řadách, způsobuje příliš komplikovaný charakter namáhání, než aby bylo možné věrohodně použít jen lidský úsudek a odhad. V podobných případech je velmi vhodné použít MKP. Tento kritický stav se dále označuje jako B a přepočtené veličiny mají dolní index B. Výpočet je proveden, viz Příloha F – Kritický stav B.

Tuhost šroubu při teplotě t_{sB} :

$$c_{stB} = c_{stA} \cdot \frac{E_{stB}}{E_{stA}} = 852681,8 \cdot \frac{205000}{209000} = 836362,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (6.6)$$

Tuhost přírub při teplotě $t_{přB}$:

$$c_{přtB} = c_{přtA} \cdot \frac{E_{přtB}}{E_{přtA}} = 17971920,6 \cdot \frac{201000}{202000} = 17882950,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (6.7)$$

Výpočet předpětí ve šroubu při teplotě t_{nB} a t_{pB}

Opět jsou dle MKP analýzy v *transient Thermal* získány teploty v tomto kritickém stavu pro šroub a přírubu v blízkém okolí šroubu. Zde se již provádí výpočet s největší provozní silou zatěžující šroub zjištěnou dle MKP.

$$F_{0MKPB} = 275250 \text{ N}$$

$$t_{přA} = 70,87\text{ °C}, t_{sA} = 29,542\text{ °C}, t_{přB} = 72,943\text{ °C}, t_{sB} = 50,933\text{ °C}$$

Celková tepelná deformace λ_{tB} :

$$\lambda_{tB} = \alpha_{př} \cdot l_{př} \cdot (t_{přB} - t_{přA}) - \alpha_s \cdot l_s \cdot (t_{sB} - t_{sA}) \quad (6.8)$$

$$\lambda_{tB} = 5,89 \cdot 10^{-6} \cdot 200 \cdot (72,943 - 70,87) - 12,1 \cdot 10^{-6} \cdot 200 \cdot (50,933 - 29,54)$$

$$\lambda_{tB} = -49,32 \cdot 10^{-3}$$

Přírůstek nebo ztráta předpětí zahřátím spoje na teplotu t_{nB} a přívodní potrubí t_{pB} ΔF_{0tB} :

$$\Delta F_{0tB} = \frac{\lambda_{tB} \cdot c_{stB} \cdot c_{přtB}}{c_{stB} + c_{přtB}} = \frac{-49,32 \cdot 10^{-3} \cdot 836362,5 \cdot 17882950,7}{836362,5 + 17882950,7} \quad (6.9)$$

$$\Delta F_{0tB} = -39409,8 \text{ N}$$

Předpětí při zahřátí spoje na teplotu t_{nB} a přívodní potrubí t_{pB} F_{0B} :

$$F_{0tB} = F_{0B} + \Delta F_{0tB} = 275250 - 39409,8 = 235840,2 \text{ N} \quad (6.10)$$

Tabulka se všemi přepočítanými napětími, silami a bezpečnostmi viz Příloha F – Kritický stav B.

6.3 Výpočet stavu, kdy je přívodní potrubí zahřáto na 200 °C a nádoba na 100 °C

Pro příklad je ještě zkontrolován mezi stav, kdy je přívodní potrubí zahřáto na teplotu 200 °C a nádoba na 120 °C. V tomto stavu by měla osová síla i napětí mírně klesnout, jelikož zde dochází k vyrovnání teplot mezi šroubem a přírubou. Tento stav je dále označovat M a přepočtené veličiny mají dolní index M. Výpočet je proveden viz, Příloha G – Mezi stav M.

Tuhost šroubu při teplotě t_{sM} :

$$c_{stC} = c_{stB} \cdot \frac{E_{stM}}{E_{stB}} = 836362,5 \cdot \frac{204000}{205000} = 832282,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (6.11)$$

Tuhost přírub při teplotě $t_{přM}$:

$$c_{přtC} = c_{přtB} \cdot \frac{E_{přtM}}{E_{přtB}} = 17882950,7 \cdot \frac{200000}{201000} = 17882508,1 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (6.12)$$

Výpočet předpětí ve šroubu při teplotě t_{nM} a t_{pM}

I v tomto bodě jsou pomocí MKP analýzy v *transient Thermal* získány teploty pro šroub a příruby.

$$F_{0MKPM} = 235840,2 \text{ N}$$

$$t_{přB} = 72,943 \text{ °C}, t_{sB} = 50,933 \text{ °C}, t_{přM} = 77,603 \text{ °C}, t_{sM} = 58,355 \text{ °C}$$

Celková tepelná deformace λ_{tM} :

$$\lambda_{tM} = \alpha_{př} \cdot l_{př} \cdot (t_{přM} - t_{přB}) - \alpha_s \cdot l_s \cdot (t_{sM} - t_{sB}) \quad (6.13)$$

$$\lambda_{tM} = 5,89 \cdot 10^{-6} \cdot 200 \cdot (77,603 - 72,943) - 12,1 \cdot 10^{-6} \cdot 200 \cdot (58,355 - 50,93)$$

$$\lambda_{tM} = -12,47 \cdot 10^{-3}$$

Přírůstek nebo ztráta předpětí zahřátím spoje na teplotu t_{nM} a přívodní potrubí t_{pM} ΔF_{0tM} :

$$\Delta F_{0tM} = \frac{\lambda_{tM} \cdot c_{stM} \cdot c_{přtM}}{c_{stM} + c_{přtM}} = \frac{-12,47 \cdot 10^{-3} \cdot 832282,7 \cdot 17882508,1}{832282,7 + 17882508,1} \quad (6.14)$$

$$\Delta F_{0tM} = -9950,3 \text{ N}$$

Předpětí při zahřátí spoje na teplotu t_{nM} a přívodní potrubí t_{pM} F_{0tM} :

$$F_{0tM} = F_{0M} + \Delta F_{0tM} = 235840,2 - 9950,3 = 225889,9 \text{ N} \quad (6.15)$$

Tabulka se všemi přepočítanými napětími, silami a bezpečnostmi viz Příloha G – Mezi stav M.

6.4 Výpočet kritického stavu, kdy zvýšená teplota 200 °C působí pouze na provozní potrubí

Tím, že se nahřálo pouze přívodní potrubí má vlivem tepelné roztažnosti deformace potrubí v místě vstupu do nádoby a plášť nádoby v okolí potrubí mnohem větší než v kritickém bodě B, velký vliv na to má i fakt, že nádoba má provozní teplotu $t_0 = 20$ °C, kdežto potrubí je nahřáto na teplotu $t_{pC} = 200$ °C. Celková tepelná deformace šroubů a přírub je zde nulová, jelikož mají příruby i šrouby stejnou teplotu a to již výše zmiňovanou teplotu $t_0 = 20$ °C, tudíž se pracovní síla ve šroubu změní kvůli ohybu přírub a to má za následek deformace potrubí a pláště v jeho okolí. Pro tento kritický stav jsou jako u stavu B zjištěny provozní síly a v programu Microsoft Excel 2013 [17] pomocí škálování zjištěna největší provozní síla zatěžující šroub $F_{0MKPC} = 238640$ N, se kterou se provádí výpočet. Pro tento kritický stav je realizován výpočet úhlu průhybu šroubu. Tento stav je dále označován jako C a přepočtené hodnoty mají index C. Výpočet je proveden, viz Příloha H – Kritický stav C.

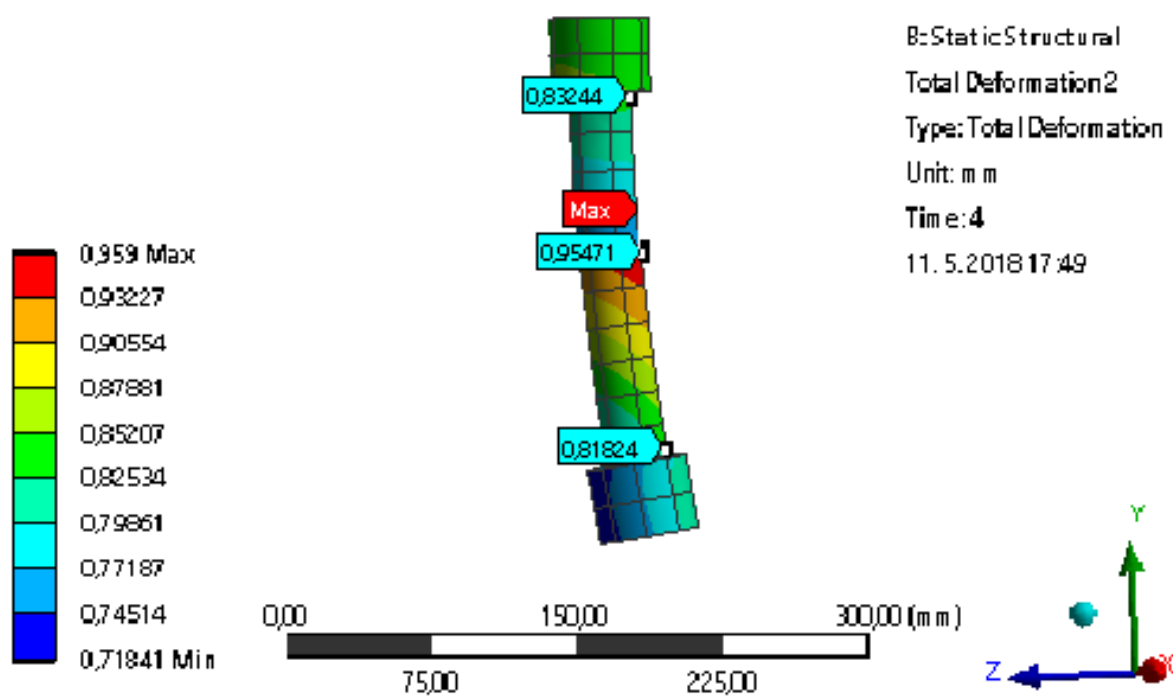
$$F_{sntC} = F_{0MKPC} = 238640 \text{ N}$$

Tab. 5 – Vstupní veličiny pro výpočet kritického stavu C

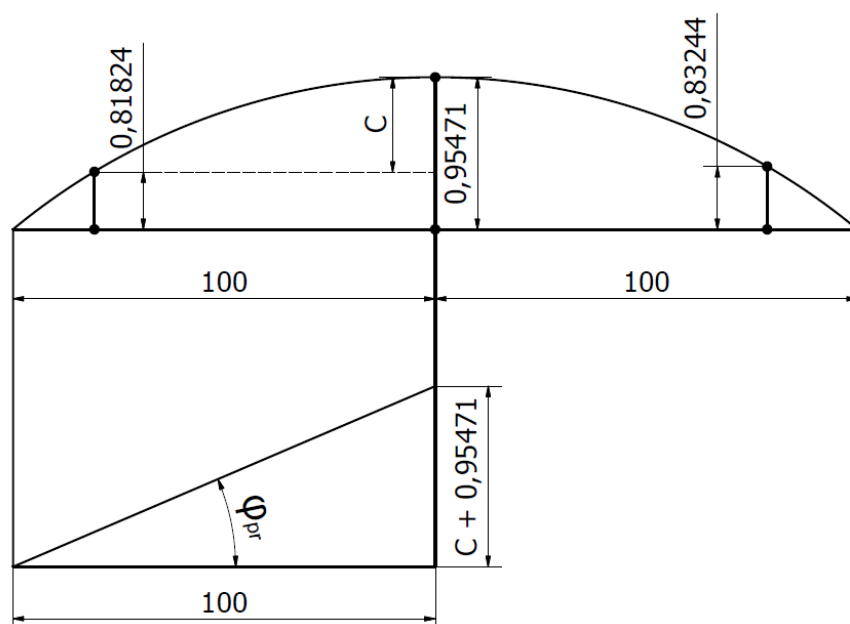
Vstupní veličiny	Hodnota	Jednotky
c_s	856761,6	[N · mm ⁻¹]
$c_{př}$	18683680	[N · mm ⁻¹]
E_s	210 000	[MPa]
$E_{př}$	210 000	[MPa]
t_{nC}	20	[°C]
t_{pC}	200	[°C]

Výpočet úhlu průhybu šroubu

Dle výpočtové analýzy *total deformation* a *directional deformation* jsou zjištěny deformace šroubu. Hodnoty jsou čerpány z analýzy *total deformation*, jelikož se po srovnání více podobají skutečnosti. Analýza proběhla pro nejvíce namáhaný šroub, viz obr. 22 – Naměřené deformace, tedy tento šroub bude mít největší úhel průhybu φ_{pr} . Jsou naměřeny deformace na třech místech. Kde se dle obr. 23 – Rozložení deformací na pravoúhlý trojúhelník dopočítá přes pravoúhlý trojúhelník pomocí goniometrických funkcí tento úhel.



Obr. 22 - Naměřené deformace



Obr. 23 - Rozložení deformací na pravoúhlý trojúhelník

Výpočet úhlu průhybu šroubu φ_{pr} :

$$C_1 = 0,95471 - 0,81824 = 0,13647$$

$$C_2 = 0,95471 - 0,81824 = 0,12227$$

Vybere se vyšší hodnota, tedy $C = 0,13647$

$$0,95471 + C = 0,95471 + 0,13647 = 1,09118$$

$$\varphi_{pr} = \tan \frac{1,09118}{100} = 0,00019^\circ \quad (6.16)$$

Tabulka se všemi přepočítanými napětími, silami a bezpečnostmi, viz Příloha H – Kritický stav C.

Porovnání všech stavů

V tab. 6 jsou porovnány hodnoty vypočítaných veličin. Je patrné, že nejkritičtější stavem, je kritický stav C. Význam veličin viz Seznam použitého značení, symbolů a zkratk.

Tab. 6 – porovnání přepočtených veličin

Montážní stav	Kritický stav A	Kritický stav B	Mezi stav M	Kritický stav C	Označení	Rozměr
156539,1	186422,8	235840,2	225889,9	238640	$F_{sn} = F_0$	[N]
1521,1	1571,4	1550	1542,8	1521,1	F_{sa}	[N]
158060,1	187994,2	237390,2	227432,7	240161,1	F_{sm}	[N]
159581,2	189565,6	238940,2	228975,5	241682,2	F_{sh}	[N]
1044989,9	1244819,4	1574371,4	1507947,3	1593061,7	M_u	[N · mm]
28567,5	34021,1	43039,5	41223,6	43550,4	F_z	[N]
168,1	199,6	251,6	241,1	254,5	σ_{tSh}	[MPa]
166,5	198	250	239,5	252,9	σ_{tSm}	[MPa]
1,6	1,7	1,6	1,6	1,6	σ_{tSa}	[MPa]
164,8	196,3	248,3	237,9	251,3	$\sigma_{tSn} = \sigma_0$	[MPa]
61,16	72,8	92,1	88,3	93,2	τ_s	[MPa]
41,54	37,49	36,6	37,11	35,96	$k_{\sigma a}$	-
1,74	1,68	1,52	1,58	1,46	$k_{\sigma h}$	-
7,36	6,18	4,88	5,11	4,78	k_τ	-
1,69	1,55	1,40	1,44	1,38	k_V	-
$7,427 \cdot 10^{-4}$	$8,887 \cdot 10^{-4}$	$11,463 \cdot 10^{-4}$	$11,033 \cdot 10^{-4}$	$11,323 \cdot 10^{-4}$	ε_s	-
$0,419 \cdot 10^{-4}$	$0,519 \cdot 10^{-4}$	$0,659 \cdot 10^{-4}$	$0,632 \cdot 10^{-4}$	$0,639 \cdot 10^{-4}$	ε_{pr}	-

7 Vytvoření výpočtů MKP

Pro analýzu je použit program ANSYS Workbench 18.2 [18]

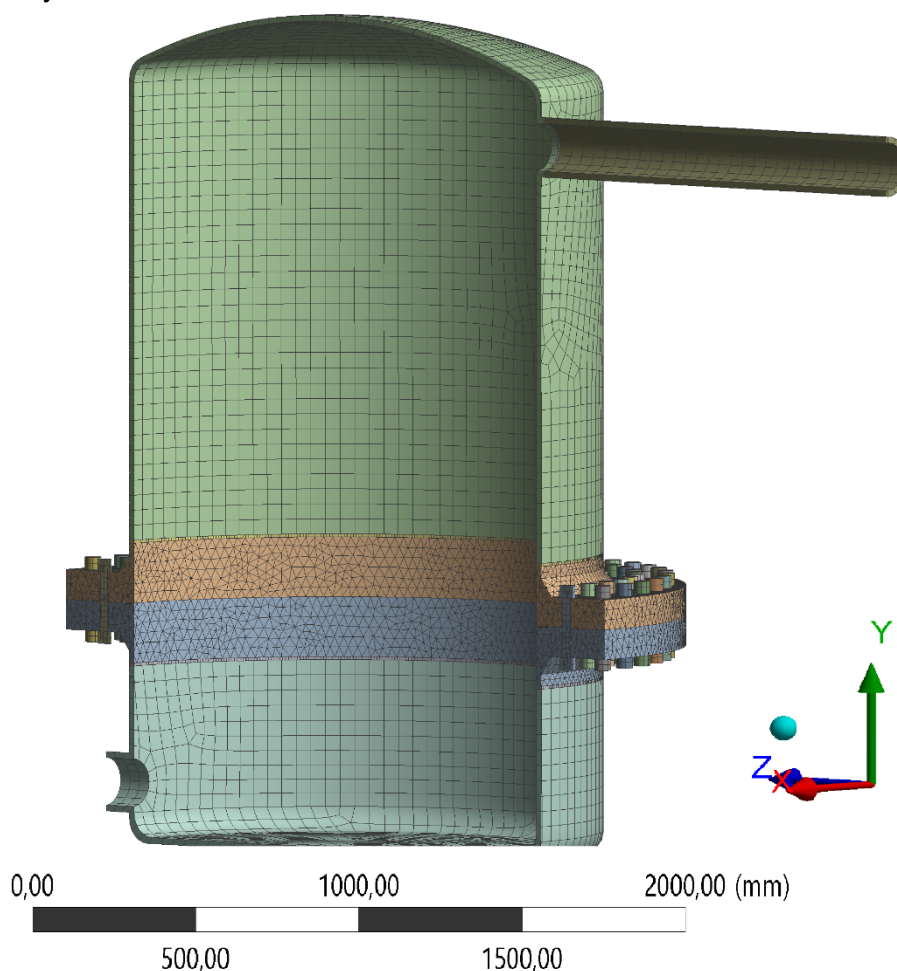
Celá analýza je provedena pod dohledem a ve spolupráci s vedoucím této bakalářské práce panem Ing. Jiřím Začalem.

Nejprve se importoval model nádoby vytvořený v programu Autodesk Inventor Professional 2015 [19]. Jsou odstraněny zaoblení a další tvarové detaily, které by komplikovaly vysíťování modelu. Také jsou zjednodušeny šrouby, matice a podložky, jelikož vysíťování závitů činí také velké problémy. Matice a šrouby jsou vymodelovány jako válce a spojeny do jednoho solidu, tedy tělesa. V kolonce *connections* jsou přidány kontakty mezi tělesy. Mezi šrouby a přírubami je zvoleno *frictional*, tedy kontakt ploch těles třením. Součinitel tření mezi šrouby a přírubami se volí 0,2. Potrubí, dolní a horní část nádoby, či těsnění dostaly kontakt *bonded*. *Bonded* znamená, že je kontakt ploch těles pevně spojen bez tření. Při vysíťování modelu funkcí *mesh* je automaticky vygenerovaná síť tzv. *free meshing*, kde jsou elementy moc velké a výsledky analýzy by tudíž byly velmi zkreslené. Z tohoto důvodu je použito *body sizing*, při kterém je u určitého tělesa použito určitých velikostí elementů. Na horní a spodní část nádoby velké, na příruby menší a na šrouby nejmenší.

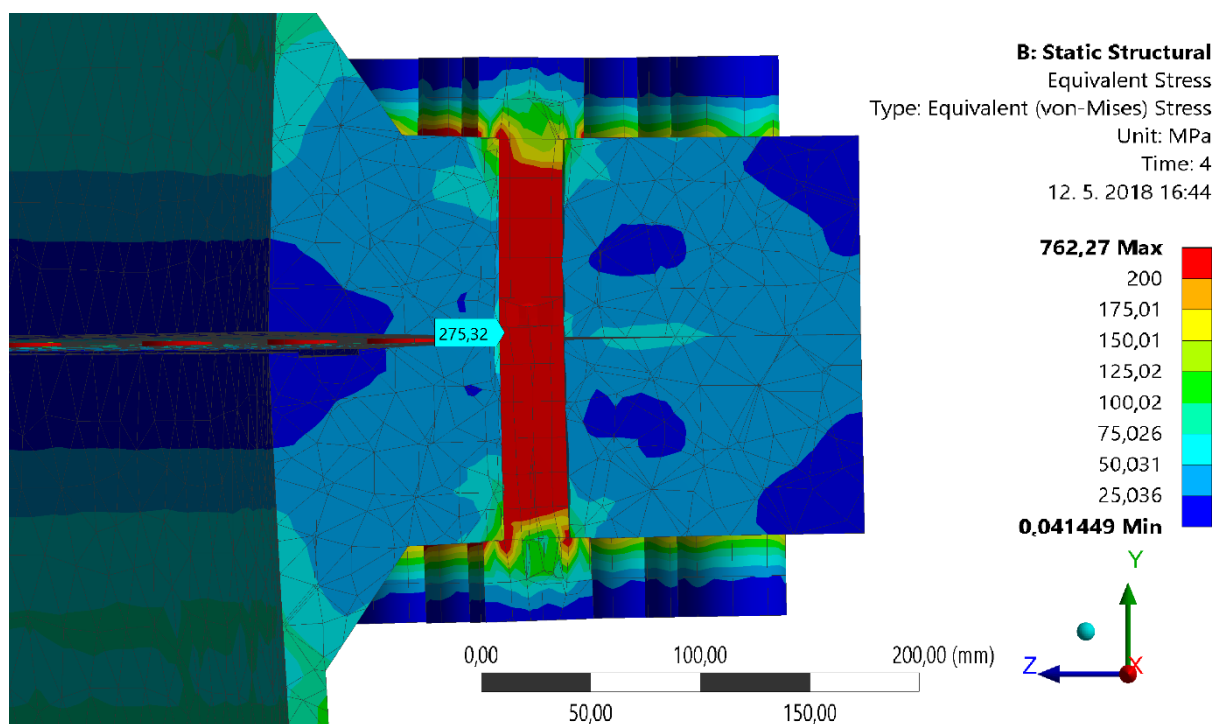
Jelikož je pro tento přírubový spoj nutné určit kritickou nevývahu teplot pro zadané provozní stavy, je proveden výpočet prostupu tepla. Pro tento výpočet je použita analýza *transient thermal*. V *transient thermal* se pomocí analýzy *temperature* přivedla teplota působící při montáži a následně zadané teploty dle kritických stavů působící na potrubí a nádobu. Tyto teploty jsou pomocí datové tabulky rozděleny do časových úseků po určitých intervalech. Poté se vyhodnotili teploty v těchto úsecích pomocí vyhodnocovací analýzy *temperature* přes záložku *solution*. Díky této analýze je zjištěn největší rozdíl teplot mezi dříkem šroubu a přírubou v blízkém okolí šroubu. Tento rozdíl se vyhledal procházením výše zmiňovaných časových úseků. Tyto hodnoty jsou použity pro analytické výpočty a spárovány s analýzou *static structural*.

Ke zjištění deformace a napětí působícího v nádobě je použita analýza *static structural*. Tato analýza se používá k řešení statických konstrukčních úloh. V této analýze je zanedbán vliv dynamiky. Důvodem je komplikovanost výpočtu a omezení jak časové, tak licenční. Díky spárování s *transient thermal* zůstalo vygenerování modelu z této analýzy spolu s vyhodnocením prostupu tepla. Aplikovaly se příslušné okrajové podmínky pro omezení stupňů volnosti. Pomocí nástroje *pressure* se aplikoval tlak do nádoby a potrubí. V datové tabulce se tlak rozdělil do časových úseků od nulového až po maximální zadaný. Přes nástroj *bold pretension* se zavedla montážní síla, tedy předpětí ve šroubu na

válcovou plochu šroubu. Aby zůstalo předpětí ve šroubech, použil se příkaz *lock*. V této analýze se nezapočítávala gravitační síla, jelikož její působení na výsledky nemá příliš vliv. Nyní je provedena vyhodnocovací analýza v záložce *solusion*. Nejprve analýza equivalent (von-mises) stress, čímž je účelem zjistit velikost napětí působícího v přírubovém spoji v ose šroubu, na příruby a samozřejmě také na celou nádobu. Následně je provedeno vyhodnocení deformací a to *total deformation*, deformace ve všech osách souřadného systému pro celou nádobu. Poté *directional deformation*, tedy deformace v určité ose. Pro tuto nádobu se tato analýza provádí pro přírubu v ose příruby y a pro plášť nádoby v ose potrubí z. Díky rozdělení na časové úseky, je možné vyhodnotit jak velká deformace je za určitý čas. Tyto výpočty jsou prováděny pro všechny kritické stavy i stav montážní. Ve skutečnosti není velikost deformací a napětí tak velká jako na obrázku, ale je tak zvětšeno pro názornou ukázkou. V popisku každého obrázku, je napsáno měřítko, podle kterého jsou napětí nebo deformace zvětšeny. Hodnoty uvedené na obrázcích nastávají v nejkritičtějších stavech. Ostatní stavy viz Příloha I – MKP analýza pro montážní stav, Příloha J – MKP analýza pro kritický stav A, Příloha K – MKP analýza pro kritický stav B, Příloha L – MKP analýza pro mezi stav M, Příloha M – MKP analýza pro kritický stav C.



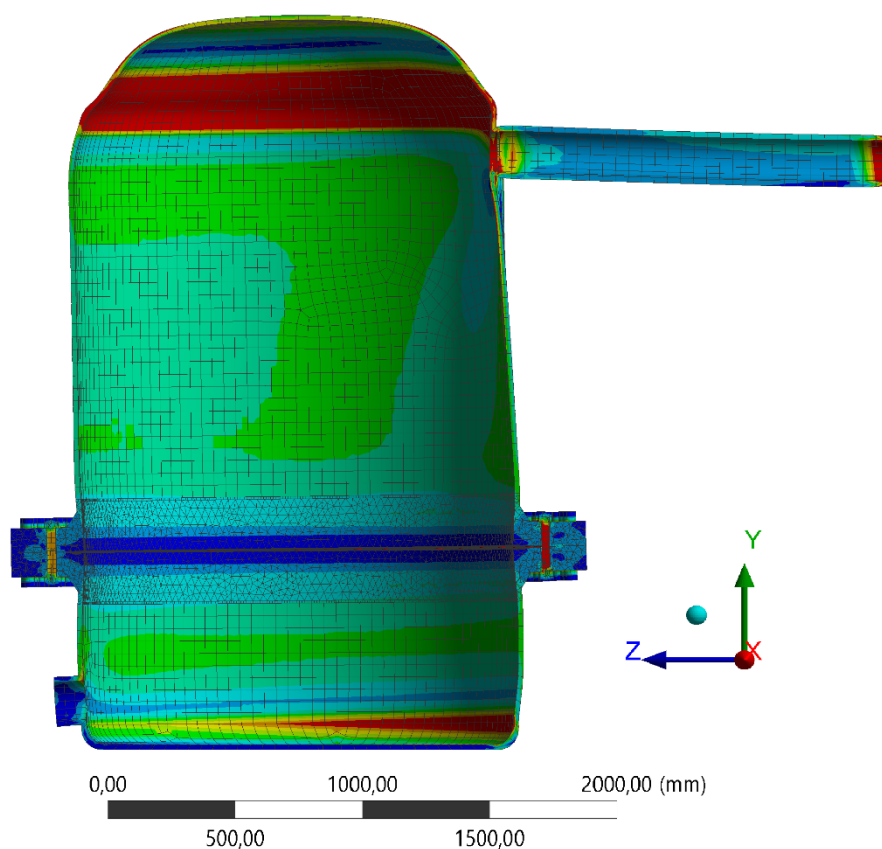
Obr. 24 - Vysíťovaný model



Obr. 25 - Napětí ve šroubu pro kritický stav C (měřítko 21x)

B: Static Structural
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 4
 12. 5. 2018 16:29

762,27 Max
 200
 175,01
 150,01
 125,02
 100,02
 75,026
 50,031
 25,036
0,041449 Min

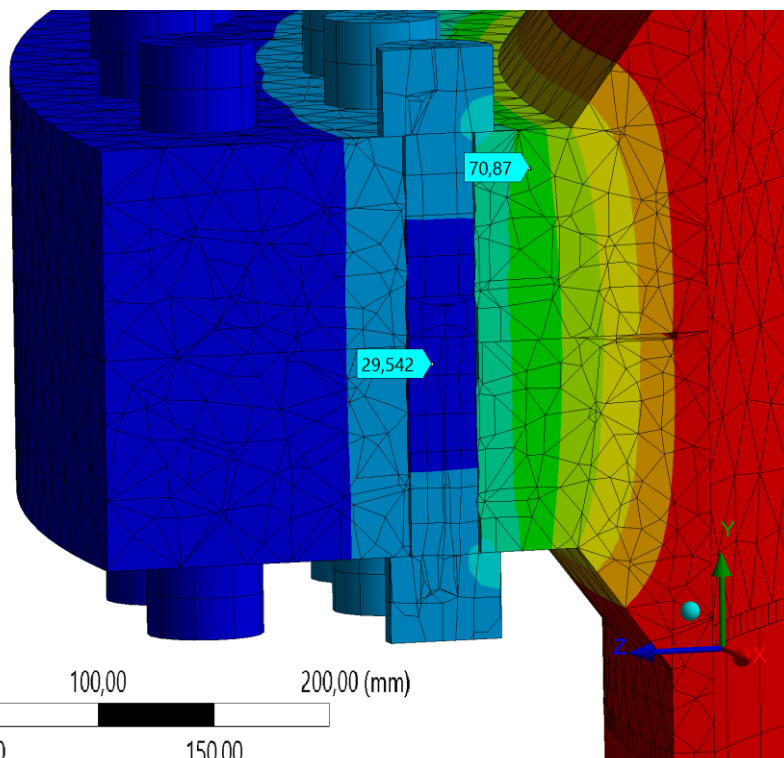


Obr. 26 – Napětí celé nádoby pro kritický bod C (měřítko 36x)

A: Transient Thermal
 Temperature
 Type: Temperature
 Unit: °C
 Time: 400
 13.04.2018 19:56

120,1 Max
 109,29
 98,474
 87,663
 76,852
 66,04
 55,229
 44,418
 33,606
22,795 Min

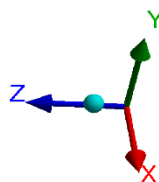
0,00 100,00 200,00 (mm)
 50,00 150,00



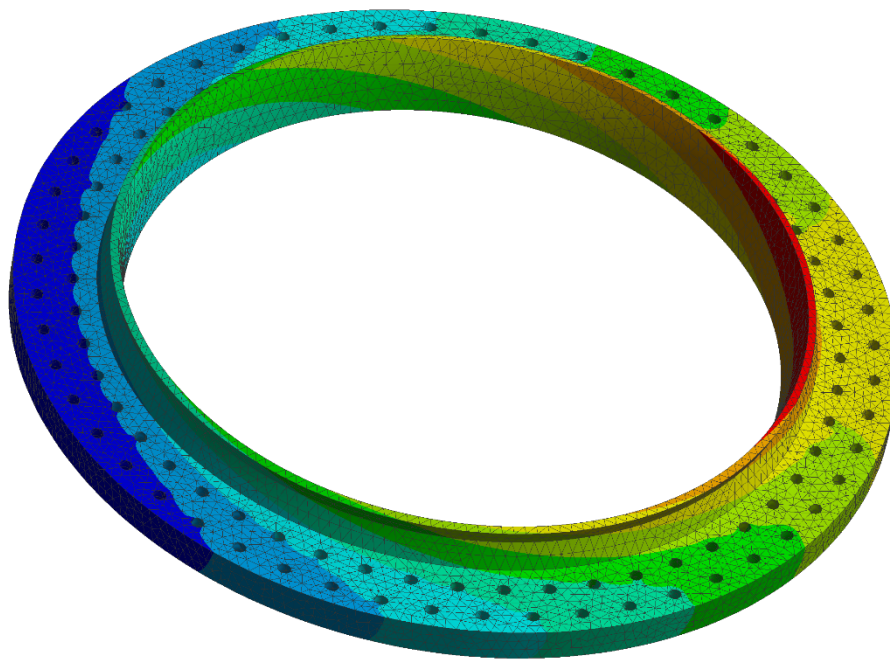
Obr. 27 – Největší rozdíl teplot mezi šroubem a přírubou pro kritický stav A

B: Static Structural
 Directional Deformation
 Type: Directional Deformation(Y Axis)
 Unit: mm
 Global Coordinate System
 Time: 4
 17. 5. 2018 20:58

2,0936 Max
 1,9308
 1,7681
 1,6054
 1,4426
 1,2799
 1,1171
 0,95436
 0,79161
0,62886 Min



0,00 500,00 1000,00 (mm)
 250,00 750,00



Obr. 28 – Deformace příruby v ose y pro kritický stav B (měřítko 84x)

B: Static Structural

Directional Deformation 2

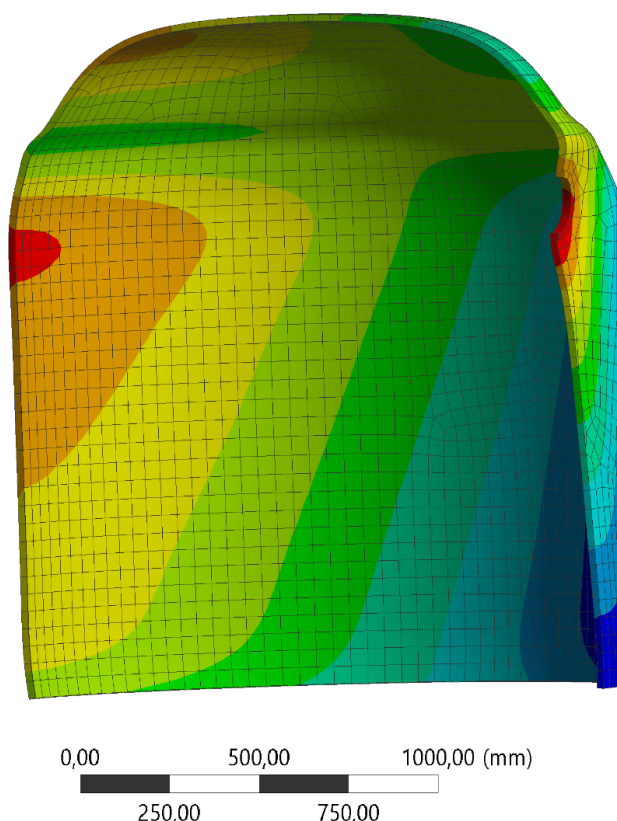
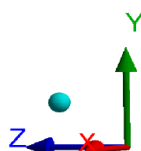
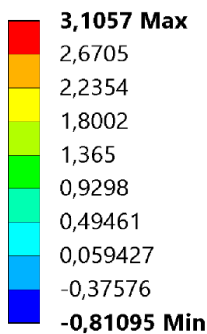
Type: Directional Deformation(Z Axis)

Unit: mm

Global Coordinate System

Time: 4

12. 5. 2018 17:24



Obr. 29 - Deformace pláště nádoby v ose z pro kritický stav B (měřítko 36x)

Závěr analýzy:

Deformace přírub

Prvním vlivem na deformaci přírub je tlak 2,5 MPa, který je přiveden po montáži. Tento vliv však není moc velký a projeví se hlavně na krku přírub. Na listu přírub se prokáže minimálně. Nahřátí nádoby na 120 °C při kritickém stav A má za následek až čtyřnásobný nárůst deformace, jelikož se prudkou změnou teploty začaly příruby roztahovat v ose y směrem od sebe. Tím že je rozdíl teplot značný, rapidně stouplo v tomto přírubovém spoji i předpětí. Největší deformace přírub nastává v kritickém stavu B, kdy nádoba je již nahřátá na 120°C a následně je na tuto teplotu nahříváno i přírodní potrubí. Nahřátím se začíná potrubí z důvodu zvýšené teploty roztahovat. Nastává deformace potrubí. Tato deformace se projevuje v okolí vstupu potrubí do nádoby. Prohýbáním pláště vzniká na přírubách přídatný ohyb. Za opětovné zvýšení předpětí ve šroubu může průhyb příruby v ose y. Při mezi stavu M klesá předpětí, jelikož teplotní rozdíl šroubu a přírub je minimální. U kritického stavu C nemá teplota na příruby vliv. Příruby i šroub mají teplotu okolí. Původ deformace přírub pramení z nahřátého potrubí na 200°C. Nahřátím potrubí na přírubách vzniká přídatný ohyb a právě ten je důsledkem této deformace. Největší deformace nastává v místě pod potrubím, kde se příruby rozpínají směrem od sebe.

Deformace pláště

Po montáži je nádoba naplněna tlakem 2,5 MPa. Plášť nádoby se začíná roztahovat ve všech směrech. Největší deformace jsou vidět na horní části pláště, kde je nejvíce deformován. Nahřátí nádoby na 120 °C, má za následek změnu mechanických vlastností materiálu nádoby a pláště. Vlivem tepelné roztažnosti se plášť začíná roztahovat. Následkem je až čtyřnásobné zvýšení jeho deformace. Největší deformace pláště ve všech kontrolovaných stavech nastává při kritickém stavu B. Roztažnost přírodní potrubí je způsobena jeho nahřátím na 120°C. Následkem je vznik epicentra deformace v okolí vstupu potrubí do nádoby. Plášť se ohýbá v ose potrubí z. V mezi stavu M je rozdíl teplot mezi šroubem a přírubou minimální. Z tohoto důvodu se plášť deformuje méně. U kritického stavu C má na deformaci pláště největší vliv tepelná roztažnost potrubí. Ohyb pláště vzniká tímto jevem. Plášť má teplotu okolí a největší deformace nastává v místě vstupu potrubí do nádoby.

Napětí působící na šrouby

Po montáži má na napětí vliv pouze přivedený tlak 2,5 MPa. Z napěťové analýzy pro kritický stav A je patrný nárůst napětí se zvýšenou teplotou. Hlavním následkem nárůstu napětí jsou velké teplotní rozdíly. Jednak nahřátí nádoby na 120 °C z teploty okolí, také ale velký rozdíl teplot mezi dříkem šroubu a přírubou v blízkém okolí šroubu. Po nahřátí i přírodní potrubí na 120 °C, tedy kritický stav B, je viděn opětovný nárůst napětí ve šroubu. Síla ve šroubu se vlivem přídatného ohybu značně zvyšuje. Přídatný ohyb způsobuje nahřáté potrubí. Z důvodu že je zde menší teplotní rozdíl mezi šroubem a přírubou než u kritického stavu A vzniká ve šroubu úbytek předpětí. Za tímto následkem stojí i fakt, že šroub, který je nahřátý na vyšší teplotu než u kritického stavu A, se také vlivem tepelné roztažnosti roztáhl. U mezi stavu M to je s předpětím podobné, jako u stavu B. Šroub je nahřátý na ještě vyšší teplotu. Ve spoji to způsobuje opětovné snížení rozdílu teplot. Ve šroubu tímto následkem poklesne napětí. V kritickém stavu C nabývá napětí ve šroubu nejvyšších hodnot. Nahřátím potrubí na teplotu 200 °C se začne roztahovat. Tím se zdeformuje a prohne plášť. Následkem je ohyb přírub a nárůst předpětí. V tomto stavu není deformace přírub největší, ale tím že nejsou šrouby ani příruby nahřáté, se šroub tepelně neroztáhne a předpětí se v něm tak nesníží. Z tohoto důvodu je zde dle MKP analýzy naměřeno největší napětí ze všech stavu.

Porovnání výsledků MKP s výsledky vypočtenými

Do tabulky Tab. 7. – Porovnání hodnot MKP s výpočty jsou zpracovány provozní napětí ve šroubu σ_{tSn} . MKP analýza se od vypočtených hodnot liší. Hodnoty MKP analýzy jsou vyšší než vypočtené, jelikož stojí na straně větší bezpečnosti a proto by se k nim mělo více přihlížet.

Tab. 7 – Porovnání hodnot MKP s výpočty

Stavy	Provozní napětí $\sigma_{tSn} = \sigma_0$ [MPa]	
	Vypočtené	MKP
Montážní	164,8	166,2
Kritický A	196,3	235,6
Kritický B	248,3	262,4
Mezi M	237,9	250,2
Kritický C	251,3	275,3

8 Závěr

Hlavním úkolem této práce je ověřit, jak velký dopad má vliv zvýšené teploty na přírubové spojení, navrhnout a zkontrolovat tepelně namáhaný přírubový spoj tlakové nádoby a ověřit tři kritické stavy.

Dle stanovených dílčích cílů se v první fázi práce řeší přírubové spoje, k čemu slouží, jejich rozdělení apod. V této fázi je provedeno rozdělení přírubových spojů podle konstrukce. Konstrukce přírubových spojů v hlavním silovém toku a ve vedlejším silovém toku spolu s výpočtem tuhostí dle obou silových účinků.

V další fázi jsou řešeny předepjaté šroubové spoje. K čemu slouží, jaká je jejich problematika a jaké síly v tomto šroubovém spojení působí.

V třetí fázi je řešená teplota a její vliv na šroubové spoje s předpětím. Je zmíněn výpočet tuhosti při změně předpětí různými vlivy, přepočtení předpětí šroubového spoje při změnách teplot šroubu a přírub, jak se změní diagram předepjatého spoje a jak eliminovat velké teplotní rozdíly na přírubovém spoji.

Čtvrtá kapitola se věnuje specifikaci řešené tlakové nádoby. Nejprve se řeší, k čemu se tlakové nádoby používají a jaké jsou jejich druhy. Následně jsou určeny dílčí stavy A, B, M, C. Nakonec je vytvořen podrobný rozpis dílčích částí nádoby s vysvětlivky na jejím schématu.

V kapitole výpočet částí přírubového spoje a výpočet montážního stavu šroubů je v první řadě zvolen materiál šroubů a přírub, zvolí se rozložení a počet šroubů, rozměry přírub a tloušťka tlakové nádoby. Zvolit počet šroubů je problematické, protože se musí dodržet podmínka pro nejmenší dynamickou bezpečnost. Provádí se několik výpočtů s různými variantami v programu Microsoft Excel 2013 [16]. Nakonec se volí nejlepší možná varianta, ale bohužel se výpočty dalších stavů a MKP analýza zkomplikují. Zkomplikují se z důvodu dvouřadého uspořádání šroubů. Jsou vypočítány tuhosti šroubu a přírub, všechny síly a napětí působící v tomto spoji a bezpečnosti.

V kapitole číslo šest je úkolem ověřit, jestli má zvýšená teplota, tedy teplotní roztažnost vliv na předpětí šroubového spoje. Zjistit jak se změní všechny síly, napětí, bezpečnosti. Jak velká vznikne tepelná deformace, jaký vliv to má na celou tlakovou nádobu a na namáhání šroubu. Pro každý kritický stav jsou tyto hodnoty přepočítány a sepsány do tabulky.

Další cíl je vytvořit MKP analýzu zadané tlakové nádoby. Je provedena pro všechny zadané stavy. Použity k tomu jsou výpočtové analýzy *transient thermal* a *static struktural*. Celková analýza vyhodnotí, že při kritickém stavu B jsou deformace přírub, pláště a celé nádoby největší. Největší napětí působící ve šroubu však nastalo v kritickém stavu C. V závěru, je vyhodnocena analýza pro deformaci přírub, napětí ve šroubu a deformaci

plášť. V práci jsou dodány obrázky pro nejkritičtější stav. Analýza ostatních stavu je dodána v přílohách. V závěru jsou porovnány výsledky hodnot vypočtených analyticky s výsledky analýzy MKP. Výsledky MKP analýzy vyšli vyšší, jelikož se přiklání na stranu vyšší bezpečnosti.

V neposlední řadě jsou v programu AutoCAD Mechanical 2016 [20] vytvořeny diagramy předepjatých spojů pro všechny zadané stavy a přeneseny na zjednodušený Smithův diagram. Dále je v téže programu vypracováno grafické řešení výsledné bezpečnosti. V neposlední řadě je vytvořena sestava celé tlakové nádoby a výrobní výkres použitého svorníku v programu Autodesk Inventor Professional 2015 [19]. Všechna tato výkresová dokumentace je uvedena v přílohách.

Bakalářská práce tedy splňuje všechna zadaná kritéria a stanovené dílčí cíle.

9 Použitá literatura a software

- [1] POSPÍŠIL, František. Závítová a šroubová spojení: určeno [též] studentům. 1. vyd. Praha: SNTL, 1968. Řada strojírenské literatury.
- [2] LEIVEBER, Jan – Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky, páté upravené vydání*. 2011, 927 s. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [3] KALÁB, Květoslav. NÁVRH A VÝPOČET DYNAMICKY NAMÁHANÉHO ŠROUBU PŘÍRUBOVÉHO SPOJE: Vysokoškolská příručka [online]. Ostrava: VŠB-TUO, 2013 [cit. 2018-04-15]. Dostupné z:
<<https://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/347/.content/files/predmety/kal01/prirucka-dynamickysroub.pdf>>
- [4] DROZDA, Jiří. *Příručka ANSYS Workbench*. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2012. ISBN 978-80-01-05175-7.
- [5] [online]. [cit. 2018-04-16]. Dostupné z:
<http://www.doubleeaglealloys.com/products/header-plugs-gaskets/asme-sa-105sa-350-grade-1f2-steel/>
- [6] [online]. [cit. 2018-04-12]. Dostupné z:
https://www.heco.de/fileadmin/downloadarea/prospekte/heco_Prospekt_P%C5%99%C3%ADruby.pdf
- [7] ČSN EN 1591-1: Příruby a přírubové spoje-Pravidla pro navrhování těsněných kruhových přírubových spojů-Část 1: Výpočet. Květen 2015.
- [8] BOHÁČEK, František. *Části a mechanismy strojů*. Vyd. 4. Brno: PC-DIR, 1997. Učební texty vysokých škol. ISBN 9788021408869.
- [9] [online]. [cit. 2018-04-13]. Dostupné z: <http://nadoby-tlakove.cz/>
- [10] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: části spojovací*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [11] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů (pro 2. a 3. ročník bakalářského studia)*. Ostrava: VŠB-TUO, 2015.
- [12] [online]. [cit. 2018-04-04]. Dostupné z:
https://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP_%20Tycova_ocel/EN_10083/MOP_34CrNiMo6.pdf
- [13] [online]. [cit. 2018-04-07]. Dostupné z: http://www.k2l.cz/wp-content/uploads/2012/09/2510_11.pdf

- [14] ZAČAL, Jiří. *Řešení problému šroubových spojů tlakové nádoby*. Ostrava 2016. Diplomová práce. VŠB-Technická univerzita Ostrava. Fakulta strojní. Vedoucí práce Zdeněk Foltá.
- [15] Němec, J. a kol. *Pružnost a pevnost ve strojírenství*. Praha: SNTL, 1989.
- [16] ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII.: Rules For Construction Of Pressure Vessels. Division 1. Deition July 1, 2013 (anglicky). New York
- [17] Microsoft Excel 2013
- [18] ANSYS Workbench 18.2
- [19] Autodesk Inventor Professional 2015
- [20] AutoCAD Mechanical 2016
- [21] Microsoft Word 2013

Seznam příloh

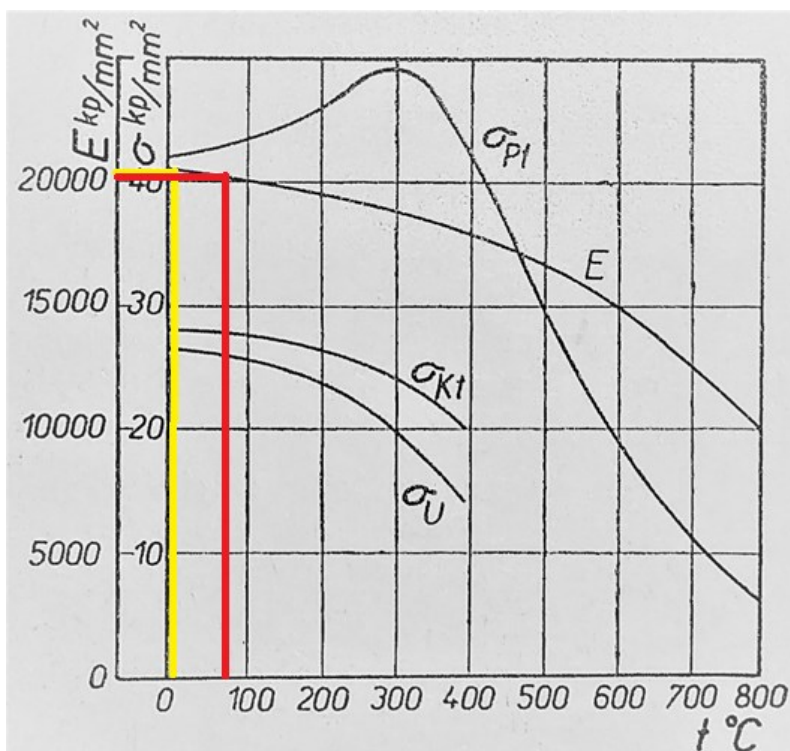
Příloha A – Výkres sestavy tlakové nádoby	KOC0213	A1
Příloha B – Výrobní výkres svorníku	SB3KSS01-KOC0213-001	A3
Příloha C – Zjednodušený Smithův diagram	KOC0213-002	A1
Příloha D – Grafické řešení výsledné bezpečnosti	KOC0213-003	A4
Příloha E – Výpočet kritického stavu A		
Příloha F – Výpočet kritického stavu B		
Příloha G – Výpočet mezi stavu M		
Příloha H – Výpočet kritického stavu C		
Příloha I – MKP analýza pro montážní stav		
Příloha J – MKP analýza pro kritický stav A		
Příloha K – MKP analýza pro kritický stav B		
Příloha L – MKP analýza pro mezi stav M		
Příloha M – MKP analýza pro kritický stav C		

Příloha E – Výpočet kritického stavu A

Tab. E1 – Vstupní veličiny pro výpočet kritického stavu A

Vstupní veličiny	Hodnota	Jednotky
c_s	856761,6	$[N \cdot mm^{-1}]$
$c_{př}$	18683680	$[N \cdot mm^{-1}]$
E_s	210 000	$[MPa]$
$E_{př}$	210 000	$[MPa]$
E_{sA}	209 000	$[MPa]$
$E_{přA}$	202 000	$[MPa]$
t_{nA}	120	$[^{\circ}C]$
α_s	$12,1 \cdot 10^{-6}$	$[^{\circ}C^{-1}]$
$\alpha_{př}$	$5,89 \cdot 10^{-6}$	$[^{\circ}C^{-1}]$

Hodnoty modulu pružnosti šroubu a příruby při kritickém stavu A byly zjištěny z grafu viz Obr. E1



Obr. E1 – Změny mechanických vlastností ocelí se zvyšováním teploty při kritickém stavu A (šroub-žlutá, příruba-červená) [1, s. 227]

Tuhost šroubu při teplotě t_{sA} :

$$c_{stA} = c_s \cdot \frac{E_{sA}}{E_s} = 856761,6 \cdot \frac{209000}{210000} = 852681,8 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (\text{E. 1})$$

Tuhost přírub při teplotě $t_{přA}$:

$$c_{přtA} = c_{př} \cdot \frac{E_{přA}}{E_{př}} = 18683679 \cdot \frac{202000}{210000} = 17971920,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (\text{E. 2})$$

Výpočet předpětí ve šroubu při teplotě t_{nA}

Dle MKP analýzy v Transient Thermal jsou získány teploty $t_{přA}$, t_{sA} . Výpočet je prováděn pro teploty, když je největší teplotní rozdíl mezi teplotou dříku šroubu a přírubou v blízkém okolí šroubu.

$$t_{přA} = 70,87 \text{ °C}, t_{sA} = 29,542 \text{ °C}, t_0 = 20 \text{ °C}$$

Celková tepelná deformace λ_{tA} :

$$\lambda_{tA} = \alpha_{př} \cdot l_{př} \cdot (t_{přA} - t_0) - \alpha_s \cdot l_s \cdot (t_{sA} - t_0) \quad (\text{E. 3})$$

$$\lambda_{tA} = 5,89 \cdot 10^{-6} \cdot 200 \cdot (70,87 - 20) - 12,1 \cdot 10^{-6} \cdot 200 \cdot (29,542 - 20)$$

$$\lambda_{tA} = 36,84 \cdot 10^{-3}$$

Přírůstek nebo ztráta předpětí zahřátím spoje na teplotu t_{nA} ΔF_{0tA} :

$$\Delta F_{0tA} = \frac{\lambda_{tA} \cdot c_{stA} \cdot c_{přtA}}{c_{stA} + c_{přtA}} = \frac{36,84 \cdot 10^{-3} \cdot 852681,8 \cdot 17971920,6}{852681,8 + 17971920,6} = 29984,4 \text{ N} \quad (\text{E. 4})$$

Předpětí při zahřátí spoje na teplotu t_{nA} F_{0tA} :

$$F_{0tA} = F_0 + \Delta F_{0tA} = 156438,4 + 29984,4 = 186422,8 \text{ N} \quad (\text{E. 5})$$

Přepočet všech sil, napětí a bezpečností pro kritický stav A

Všechny veličiny jsou přepočítány na kritický stav A, kdy se nádoba napustí plynem o teplotě 120°C, a uvažuje se, že zatím nedošlo k vyrovnání teplot mezi šrouby a přírubou. Dle Tab. E2 je patrné, že došlo ke zvýšení vypočtených hodnot a ke snížení bezpečností.

Tab. E2 – přepočtené veličiny při kritickém stavu A

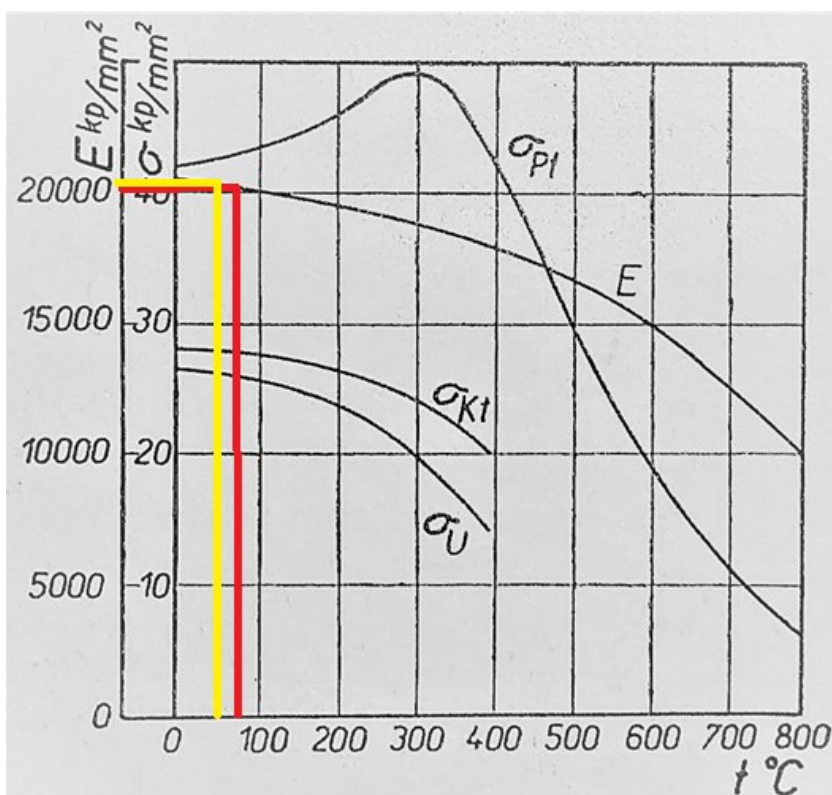
Význam	Veličina	Velikost	Rozměr
Minimální síla ve šroubu	F_{sntA}	186422,8	[N]
Amplitudová síla ve šroubu	F_{satA}	1571,4	[N]
Střední síla ve šroubu	F_{smtA}	187994,2	[N]
Horní síla ve šroubu	F_{shtA}	189565,6	[N]
Utahovací moment při teplotě t_{sA}	M_{utA}	124481,4	[N · mm]
Statická síla působící obvodově na závit šroubu	F_{ztA}	34021,1	[N]
Horní napětí dynamického tahu pro průřez 2-2	σ_{tShtA}	199,6	[MPa]
Střední napětí dynamického tahu pro průřez 2-2	σ_{tSmtA}	198	[MPa]
Amplitudové napětí dynamického tahu pro průřez 2-2	σ_{tSatA}	1,7	[MPa]
Dolní napětí dynamického tahu pro průřez 2-2	σ_{tSntA}	196,3	[MPa]
Smykové napětí v krutu pro průřez 2-2	τ_{sA}	72,8	[MPa]
Amplitudová dynamická bezpečnost	$k_{\sigma atA}$	37,49	-
Horní dynamická bezpečnost	$k_{\sigma htA}$	1,68	-
Statická bezpečnost	$k_{\tau tA}$	6,18	-
Výsledná bezpečnost	k_{VtA}	1,55	-
Poměrná deformace šroubu	ε_{stA}	$8,887 \cdot 10^{-4}$	-
Poměrná deformace příruby	$\varepsilon_{přtA}$	$0,519 \cdot 10^{-4}$	-

Příloha F – Výpočet kritického stavu B

Tab. F1 – Vstupní veličiny pro výpočet kritického stavu B

Vstupní veličiny	Hodnota	Jednotky
c_{stA}	852681,8	$[N \cdot mm^{-1}]$
$c_{přtA}$	17971920,6	$[N \cdot mm^{-1}]$
E_{sA}	209 000	[MPa]
$E_{přA}$	202 000	[MPa]
E_{sB}	205 000	[MPa]
$E_{přB}$	201 000	[MPa]
t_{nB}	120	[°C]
α_s	$12,1 \cdot 10^{-6}$	[°C ⁻¹]
$\alpha_{př}$	$5,89 \cdot 10^{-6}$	[°C ⁻¹]
t_{pB}	120	[°C]

Hodnoty modulu pružnosti šroubu a příruby při kritickém stavu B jsou zjištěny z grafu viz Obr. F1



Obr. F1 – Změny mechanických vlastností ocelí se zvyšováním teploty při kritickém stavu B (šroub-žlutá, příruba-červená) [1, s. 227]

Tuhost šroubu při teplotě t_{sB} :

$$c_{stB} = c_{stA} \cdot \frac{E_{stB}}{E_{stA}} = 852681,8 \cdot \frac{205000}{209000} = 836362,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (\text{F. 1})$$

Tuhost přírub při teplotě $t_{přB}$:

$$c_{přtB} = c_{přtA} \cdot \frac{E_{přtB}}{E_{přtA}} = 17971920,6 \cdot \frac{201000}{202000} = 17882950,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (\text{F. 2})$$

Výpočet předpětí ve šroubu při teplotě t_{nB} a t_{pB}

Opět jsou dle MKP analýzy v Transient Thermal získány teploty v tomto kritickém stavu pro šroub a příruby. Zde se již provádí výpočet s největší provozní silou zatěžující šroub zjištěnou dle MKP.

$$F_{0MKPB} = 275250 \text{ N}$$

$$t_{přA} = 70,87 \text{ °C}, t_{sA} = 29,542 \text{ °C}, t_{přB} = 72,943 \text{ °C}, t_{sB} = 50,933 \text{ °C}$$

Celková tepelná deformace λ_{tB} :

$$\lambda_{tB} = \alpha_{př} \cdot l_{př} \cdot (t_{přB} - t_{přA}) - \alpha_s \cdot l_s \cdot (t_{sB} - t_{sA}) \quad (\text{F. 3})$$

$$\lambda_{tB} = 5,89 \cdot 10^{-6} \cdot 200 \cdot (72,943 - 70,87) - 12,1 \cdot 10^{-6} \cdot 200 \cdot (50,933 - 29,54)$$

$$\lambda_{tB} = -49,32 \cdot 10^{-3}$$

Přírůstek nebo ztráta předpětí zahřátím spoje na teplotu t_{nB} a přívodní potrubí t_{pB} ΔF_{0tB} :

$$\Delta F_{0tB} = \frac{\lambda_{tB} \cdot c_{stB} \cdot c_{přtB}}{c_{stB} + c_{přtB}} = \frac{-49,32 \cdot 10^{-3} \cdot 836362,5 \cdot 17882950,7}{836362,5 + 17882950,7} \quad (\text{F. 4})$$

$$\Delta F_{0tB} = -39409,8 \text{ N}$$

Předpětí při zahřátí spoje na teplotu t_{nB} a přívodní potrubí t_{pB} F_{0tB} :

$$F_{0tB} = F_{0B} + \Delta F_{0tB} = 275250 - 39409,8 = 235840,2 \text{ N} \quad (\text{F. 5})$$

Přepočet všech sil, napětí a bezpečností pro kritický stav B

Všechny veličiny jsou přepočítány na kritický stav B, kdy je nádoba napuštěná plynem o teplotě 120°C a přívodního potrubí rovněž na tuto teplotu, jehož délková tepelná roztažnost není kompenzovaná. I v tomto kritickém stavu je Dle Tab. F2 patrné, že došlo k navýšení všech napětí, sil a ke snížení bezpečností.

Tab. F2 – přepočtené veličiny při kritickém stavu B

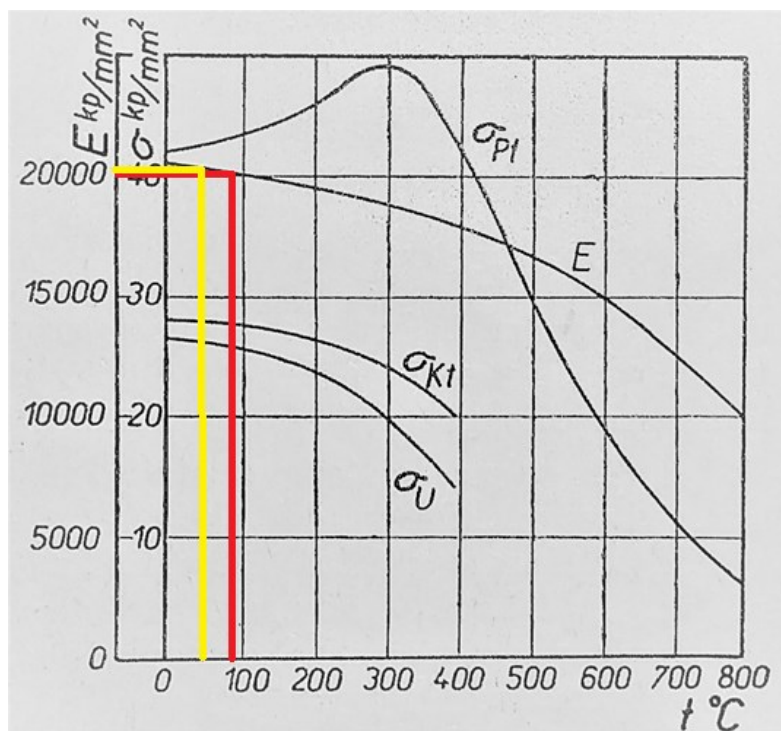
Význam	Označení	Velikost	Rozměr
Minimální síla ve šroubu	F_{sntB}	235840,2	[N]
Amplitudová síla ve šroubu	F_{satB}	1550	[N]
Střední síla ve šroubu	F_{smtB}	237390,2	[N]
Horní síla ve šroubu	F_{shtB}	238940,2	[N]
Utahovací moment při teplotě t_{sB}	M_{utB}	1574371,4	[N · mm]
Statická síla působící obvodově na závit šroubu	F_{ztB}	43039,5	[N]
Horní napětí dynamického tahu pro průřez 2-2	σ_{tShtB}	251,6	[MPa]
Střední napětí dynamického tahu pro průřez 2-2	σ_{tSmtB}	250	[MPa]
Amplitudové napětí dynamického tahu pro průřez 2-2	σ_{tSatB}	1,6	[MPa]
Dolní napětí dynamického tahu pro průřez 2-2	σ_{tSntB}	248,3	[MPa]
Smykové napětí v krutu pro průřez 2-2	τ_{sB}	92,1	[MPa]
Amplitudová dynamická bezpečnost	$k_{\sigma atB}$	36,6	-
Horní dynamická bezpečnost	$k_{\sigma htB}$	1,52	-
Statická bezpečnost	$k_{\tau tB}$	4,88	-
Výsledná bezpečnost	k_{VtB}	1,40	-
Poměrná deformace šroubu	ε_{stB}	$11,463 \cdot 10^{-4}$	-
Poměrná deformace příruby	$\varepsilon_{přtB}$	$0,659 \cdot 10^{-4}$	-

Příloha G – Výpočet mezi stavu M

Tab. G1 – Vstupní veličiny pro výpočet kritického stavu M

Vstupní veličiny	Hodnota	Jednotky
c_{stB}	836362,5	$[N \cdot mm^{-1}]$
$c_{přtB}$	17882950,7	$[N \cdot mm^{-1}]$
E_{sB}	205 000	[MPa]
$E_{přB}$	201 000	[MPa]
E_{sM}	204 000	[MPa]
$E_{přM}$	200 000	[MPa]
t_{nM}	100	[°C]
α_s	$12,1 \cdot 10^{-6}$	$[^{\circ}C^{-1}]$
$\alpha_{př}$	$5,89 \cdot 10^{-6}$	$[^{\circ}C^{-1}]$
t_{pM}	200	[°C]

Hodnoty modulu pružnosti šroubu a příruby při kritickém stavu M byly zjištěny z grafu viz Obr. G1



Obr. G1 – Změny mechanických vlastností ocelí se zvyšováním teploty při kritickém stavu M (šroub-žlutá, příruba-červená) [1, s. 227]

Tuhost šroubu při teplotě t_{sM} :

$$c_{stC} = c_{stB} \cdot \frac{E_{stM}}{E_{stB}} = 836362,5 \cdot \frac{204000}{205000} = 832282,7 N \cdot mm^{-1} \quad (G.1)$$

Tuhost přírub při teplotě $t_{přM}$:

$$c_{přtC} = c_{přtB} \cdot \frac{E_{přtM}}{E_{přtB}} = 17882950,7 \cdot \frac{200000}{201000} = 17882508,1 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (\text{G. 2})$$

Výpočet předpětí ve šroubu při teplotě t_{nM} a t_{pM}

I v tomto bodě jsou pomocí MKP analýzy v Transient Thermal získány teploty pro šroub a přírubu.

$$F_{0MKPM} = 235840,2 \text{ N}$$

$$t_{přB} = 72,943 \text{ °C}, t_{sB} = 50,933 \text{ °C}, t_{přM} = 77,603 \text{ °C}, t_{sM} = 58,355 \text{ °C}$$

Celková tepelná deformace λ_{tM} :

$$\lambda_{tM} = \alpha_{př} \cdot l_{př} \cdot (t_{přM} - t_{přB}) - \alpha_s \cdot l_s \cdot (t_{sM} - t_{sB}) \quad (\text{G. 3})$$

$$\lambda_{tM} = 5,89 \cdot 10^{-6} \cdot 200 \cdot (77,603 - 72,943) - 12,1 \cdot 10^{-6} \cdot 200 \cdot (58,355 - 50,93)$$

$$\lambda_{tM} = -12,47 \cdot 10^{-3}$$

Přírůstek nebo ztráta předpětí zahřátím spoje na teplotu t_{nM} a přívodní potrubí t_{pM} ΔF_{0tM} :

$$\Delta F_{0tM} = \frac{\lambda_{tM} \cdot c_{stM} \cdot c_{přtM}}{c_{stM} + c_{přtM}} = \frac{-12,47 \cdot 10^{-3} \cdot 832282,7 \cdot 17882508,1}{832282,7 + 17882508,1} \quad (\text{G. 4})$$

$$\Delta F_{0tM} = -9950,3 \text{ N}$$

Předpětí při zahřátí spoje na teplotu t_{nM} a přívodní potrubí t_{pM} F_{0tM} :

$$F_{0tM} = F_{0M} + \Delta F_{0tM} = 235840,2 - 9950,3 = 225889,9 \text{ N} \quad (\text{G. 5})$$

Přepočet všech sil, napětí a bezpečností pro mezi stav M

Všechny veličiny jsou přepočítány na mezi stav M, kdy je nádoba napuštěná plynem o teplotě 120°C a přívodní potrubí na teplotu 200°C. Zde dochází k menší ztrátě předpětí, poněvadž jsou rozdíly teplot mezi dříkem šroubu a přírubou v blízkém okolí šroubu opravdu minimální. Dle Tab. G2 je patrné, že došlo ke snížení všech napětí, sil a k mírnému zvýšení bezpečností.

Tab. G2 – přepočtené veličiny při mezi stavu M

Význam	Označení	Velikost	Rozměr
Minimální síla ve šroubu	F_{sntM}	225889,9	[N]
Amplitudová síla ve šroubu	F_{satM}	1542,8	[N]
Střední síla ve šroubu	F_{smtM}	227432,7	[N]
Horní síla ve šroubu	F_{shtM}	228975,5	[N]
Utahovací moment při teplotě t_{sM}	M_{utM}	1507947,3	[N · mm]
Statická síla působící obvodově na závit šroubu	F_{ztM}	41223,6	[N]
Horní napětí dynamického tahu pro průřez 2-2	σ_{tShtM}	241,1	[MPa]
Střední napětí dynamického tahu pro průřez 2-2	σ_{tSmtM}	239,5	[MPa]
Amplitudové napětí dynamického tahu pro průřez 2-2	σ_{tSatM}	1,6	[MPa]
Dolní napětí dynamického tahu pro průřez 2-2	σ_{tSntM}	237,9	[MPa]
Smykové napětí v krutu pro průřez 2-2	τ_{sM}	88,3	[MPa]
Amplitudová dynamická bezpečnost	$k_{\sigma atM}$	37,11	-
Horní dynamická bezpečnost	$k_{\sigma htM}$	1,58	-
Statická bezpečnost	$k_{\tau tM}$	5,11	-
Výsledná bezpečnost	k_{VtM}	1,44	-
Poměrná deformace šroubu	ε_{stM}	$11,033 \cdot 10^{-4}$	-
Poměrná deformace příruby	$\varepsilon_{přtM}$	$0,632 \cdot 10^{-4}$	-

Příloha H – Výpočet kritického stavu C

Tab. H1 – Vstupní veličiny pro výpočet kritického stavu C

Vstupní veličiny	Hodnota	Jednotky
c_s	856761,6	$[N \cdot mm^{-1}]$
$c_{př}$	18683680	$[N \cdot mm^{-1}]$
E_s	210 000	[MPa]
$E_{př}$	210 000	[MPa]
t_{nC}	20	$[^{\circ}C]$
t_{pC}	200	$[^{\circ}C]$

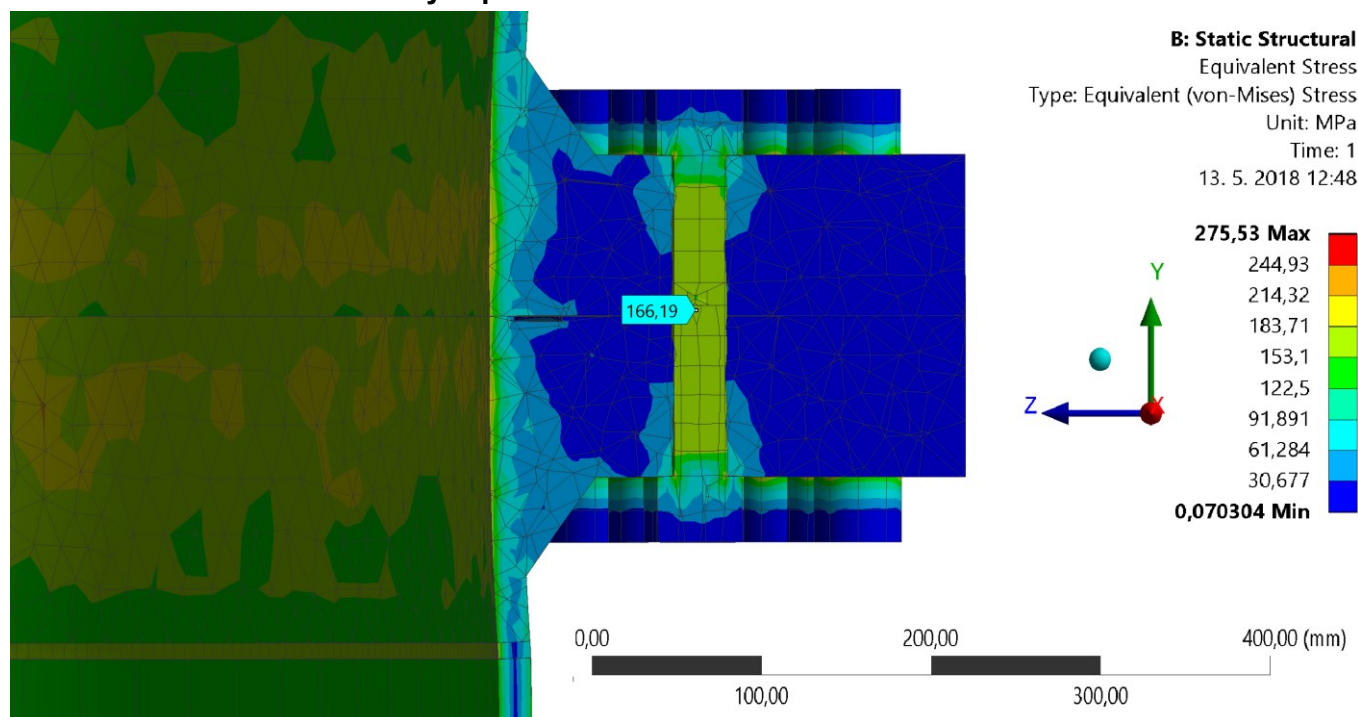
Přepočet všech sil, napětí a bezpečností pro kritický stav C

Všechny veličiny jsou přepočítány na kritický stav C, kdy má nádoba teplotu $t_{nC} = 20^{\circ}C$ a nahřáté je pouze přívodního potrubí na teplotu $t_{pC} = 200^{\circ}C$. V tomto kritickém stavu je dle Tab. H2 patrné, že došlo k navýšení všech napětí, sil a ke snížení bezpečností. Tento stav je nejkritičtější.

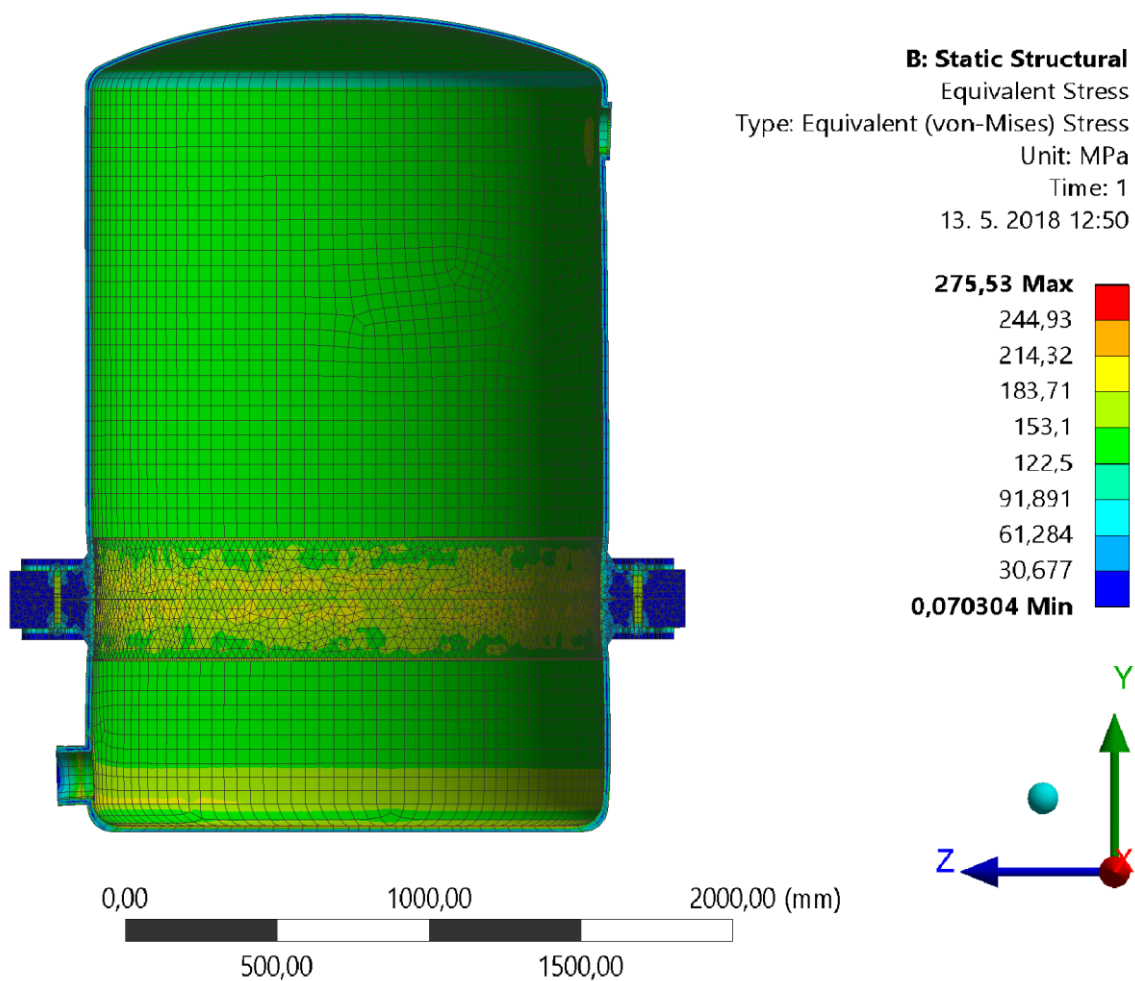
Tab. H2 – přepočtené veličiny při kritickém stavu C

Význam	Označení	Velikost	Rozměr
Minimální síla ve šroubu	F_{sntC}	238640	[N]
Amplitudová síla ve šroubu	F_{satC}	1521,1	[N]
Střední síla ve šroubu	F_{smtC}	240161,1	[N]
Horní síla ve šroubu	F_{shtC}	241682,2	[N]
Utahovací moment při teplotě t_{sM}	M_{utC}	1593061,7	$[N \cdot mm]$
Statická síla působící obvodově na závit šroubu	F_{ztC}	43550,4	[N]
Horní napětí dynamického tahu pro průřez 2-2	σ_{tshtC}	254,5	[MPa]
Střední napětí dynamického tahu pro průřez 2-2	σ_{tsmtC}	252,9	[MPa]
Amplitudové napětí dynamického tahu pro průřez 2-2	σ_{tsatC}	1,6	[MPa]
Dolní napětí dynamického tahu pro průřez 2-2	σ_{tsntC}	251,3	[MPa]
Smykové napětí v krutu pro průřez 2-2	τ_{sC}	93,2	[MPa]
Amplitudová dynamická bezpečnost	$k_{\sigma atC}$	35,96	-
Horní dynamická bezpečnost	$k_{\sigma htC}$	1,46	-
Statická bezpečnost	$k_{\tau tC}$	4,78	-
Výsledná bezpečnost	k_{VtC}	1,38	-
Poměrná deformace šroubu	ε_{stC}	$11,323 \cdot 10^{-4}$	-
Poměrná deformace příruby	$\varepsilon_{přtC}$	$0,639 \cdot 10^{-4}$	-

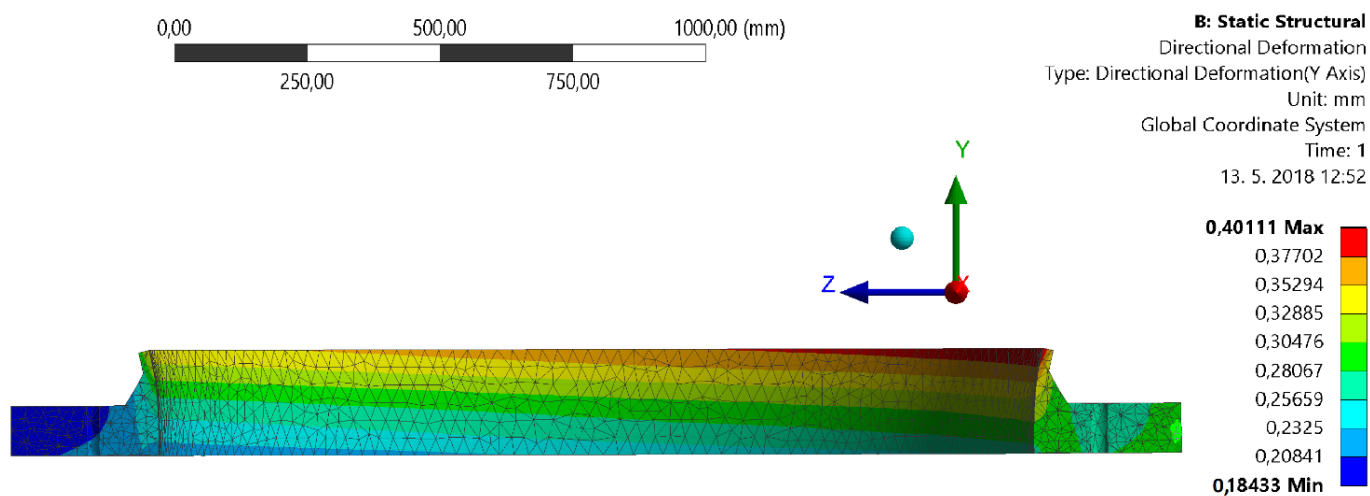
Příloha I – MKP analýza pro montážní stav



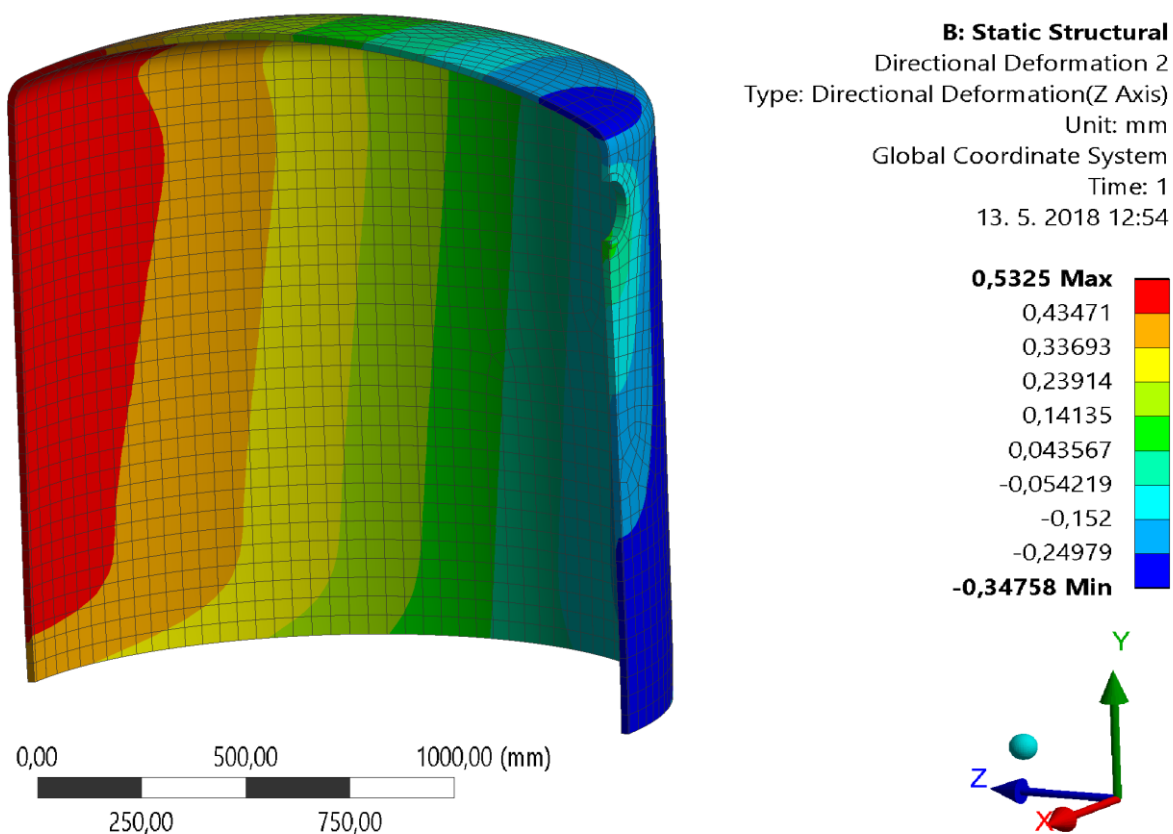
Obr. I1 - Napětí ve šroubu pro montážní stav (měřítko 21x)



Obr. I2 - Napětí celé nádoby pro montážní stav (měřítko 36x)



Obr. 13- Deformace příruby v ose y pro montážní stav (měřítko 84x)

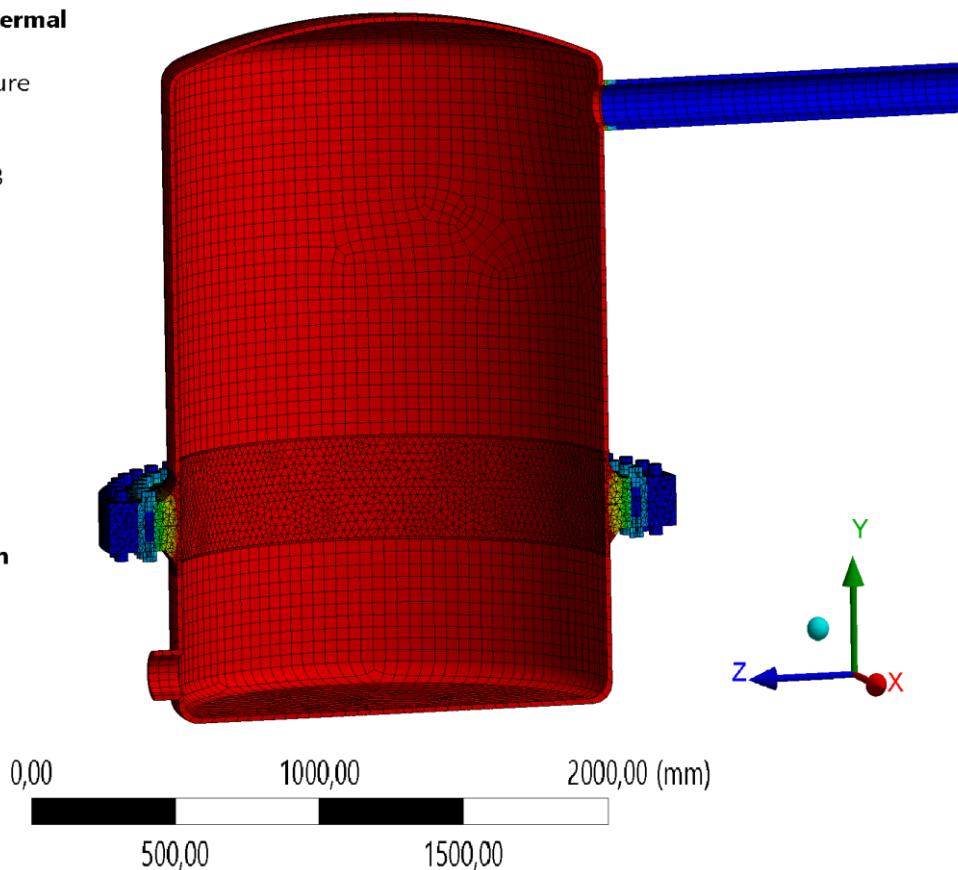
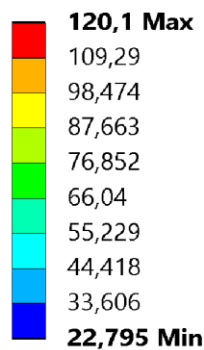


Obr. 14 - Deformace pláště nádoby v ose z pro montážní stav (měřítko 36x)

Příloha J – MKP analýza pro kritický stav A

A: Transient Thermal

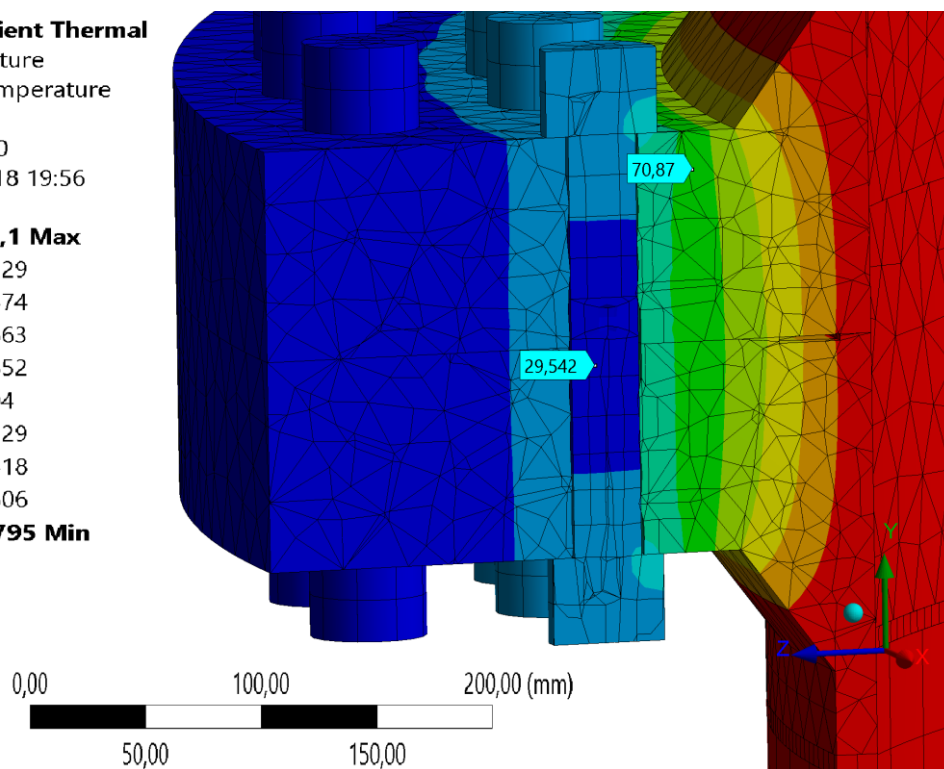
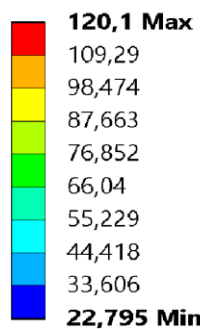
Temperature
Type: Temperature
Unit: °C
Time: 400
13.04.2018 20:03



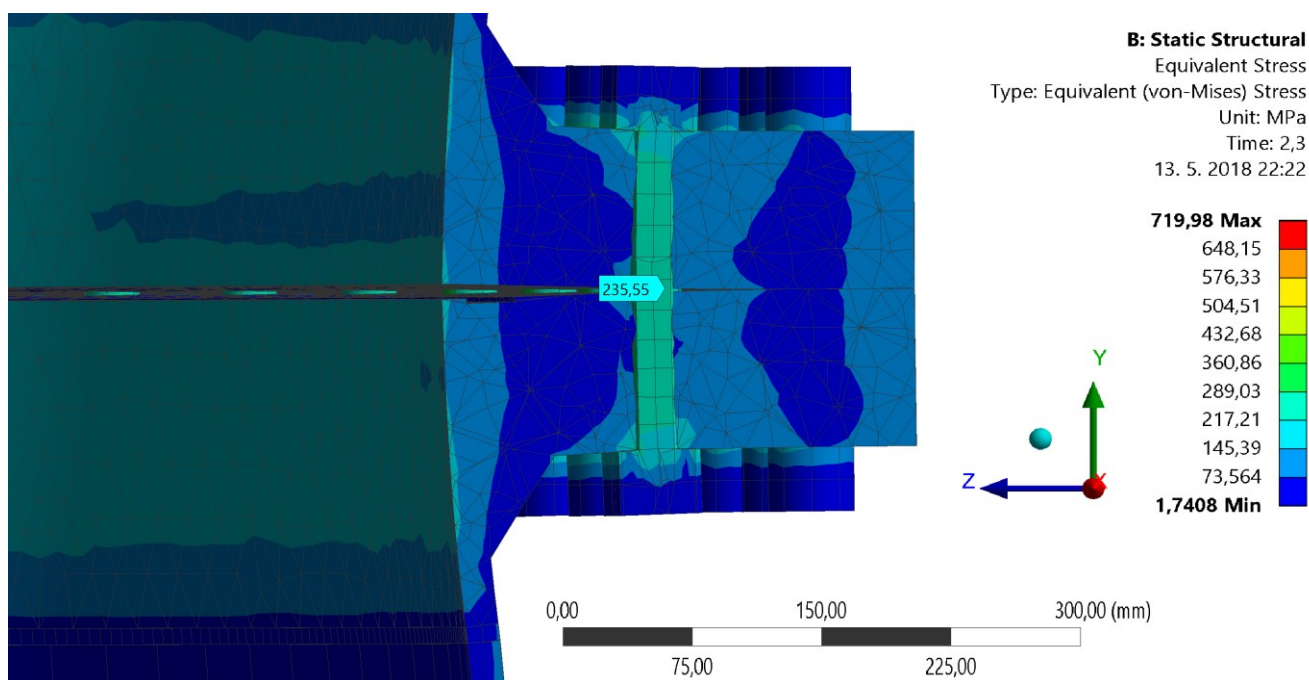
Obr. J1 - - Prostup tepla celou nádobou pro kritický stav A

A: Transient Thermal

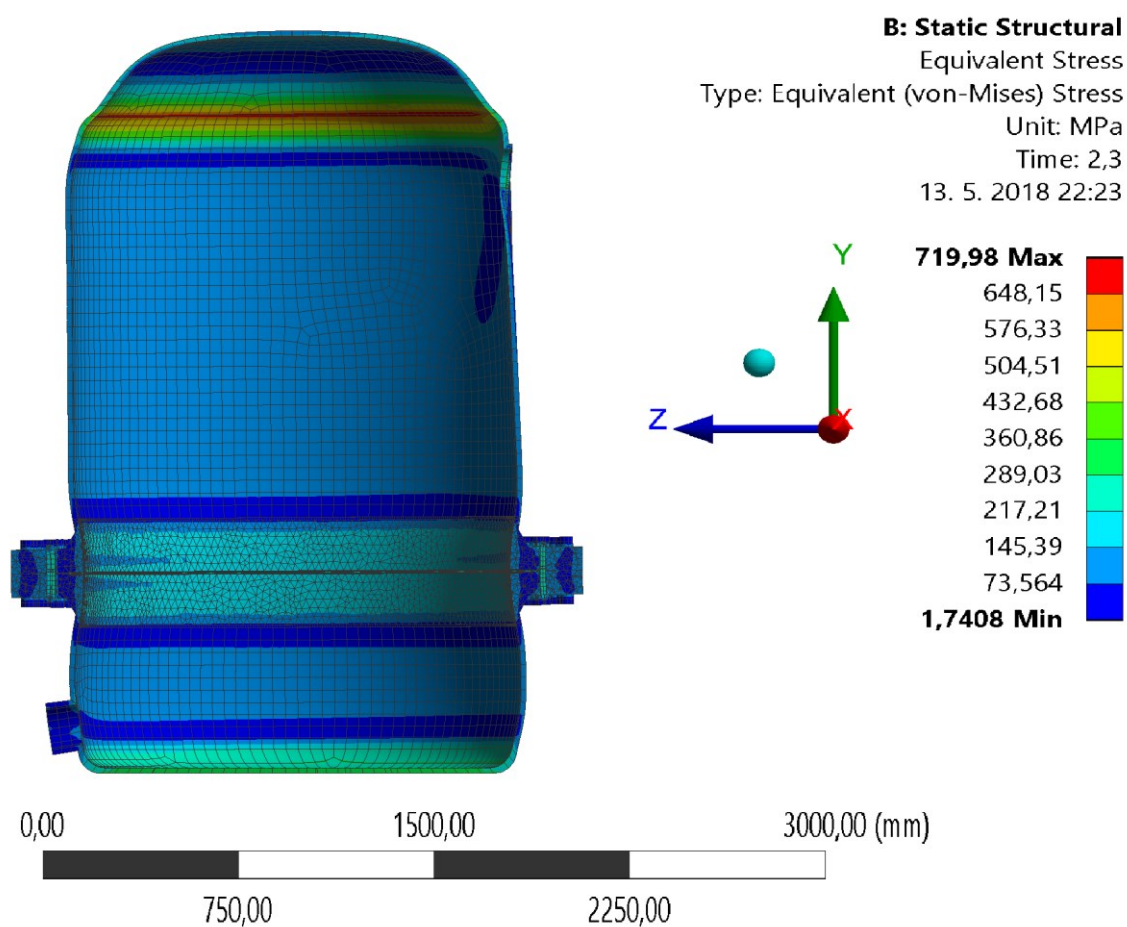
Temperature
Type: Temperature
Unit: °C
Time: 400
13.04.2018 19:56



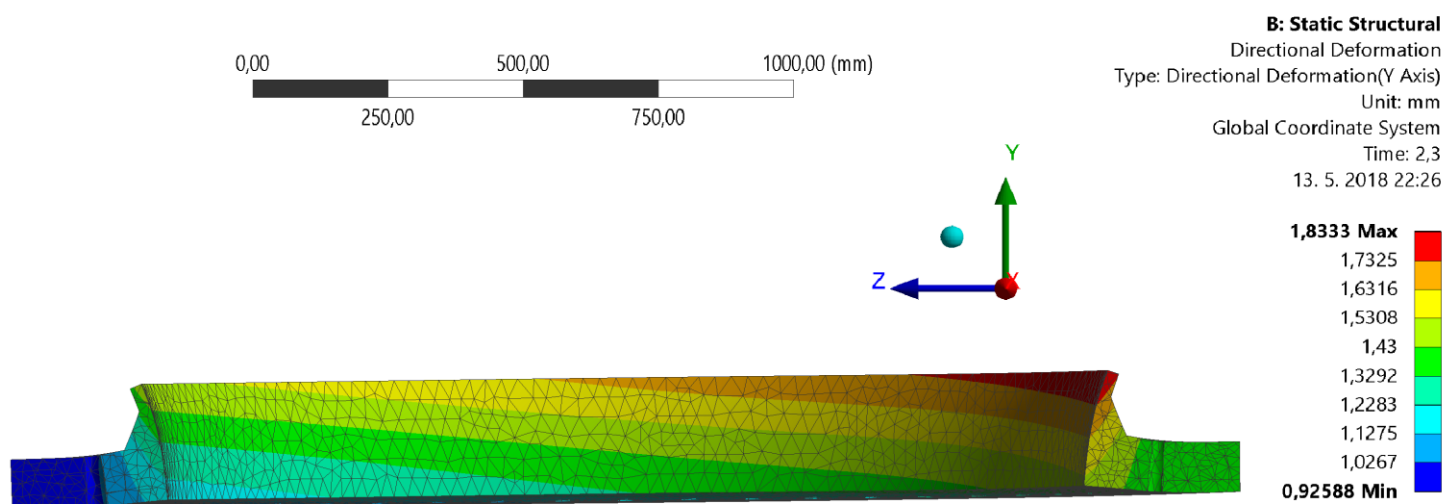
Obr. J2 – Největší rozdíl teplot mezi šroubem a přírubou pro kritický stav A



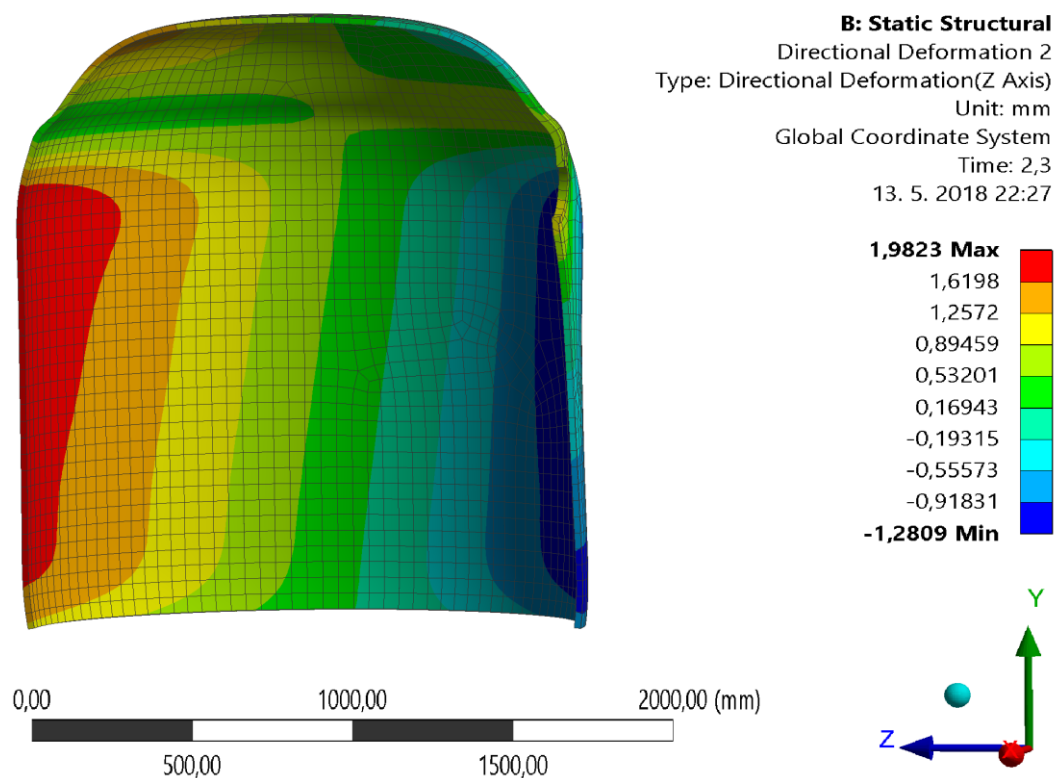
Obr. J3 - Napětí ve šroubu pro kritický stav A (měřítko 21x)



Obr. J4 - Napětí celé nádoby pro kritický stav A (měřítko 36x)



Obr. J5 - Deformace příruby v ose y pro kritický stav A (měřítko 84x)



Obr. J6 - Deformace pláště nádoby v ose z pro kritický stav A (měřítko 36x)

Příloha K – MKP analýza pro kritický stav B

A: Transient Thermal

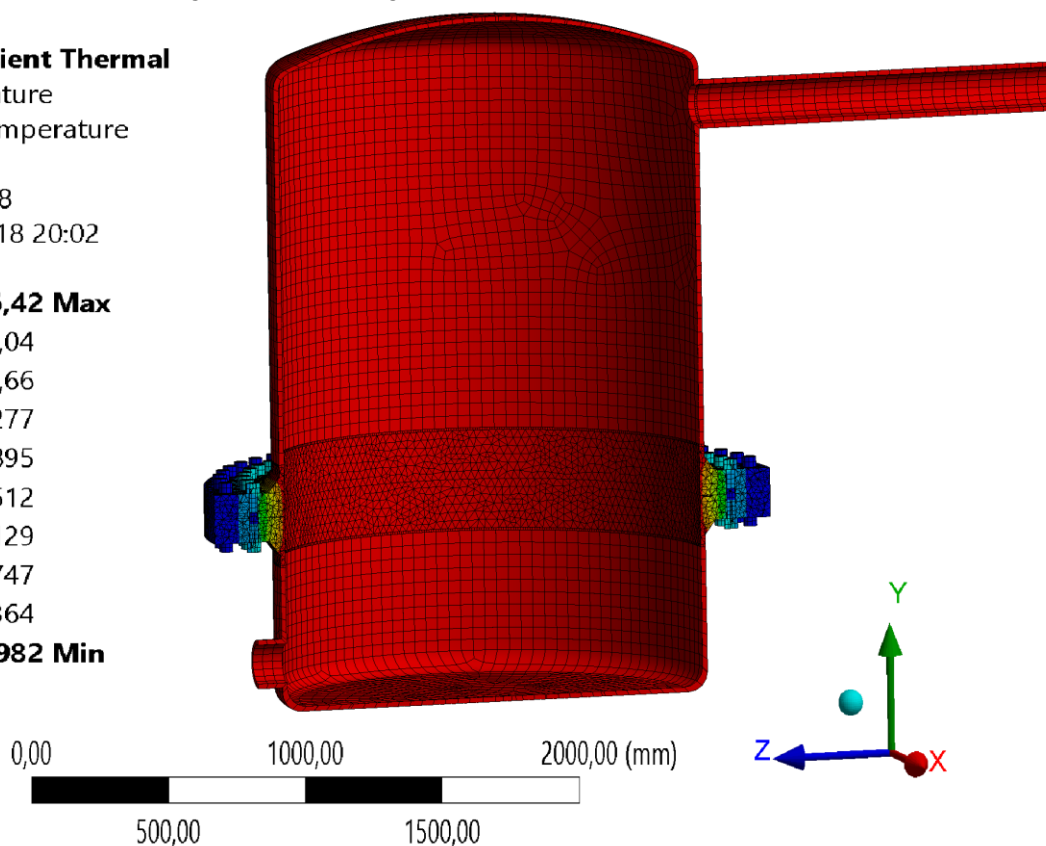
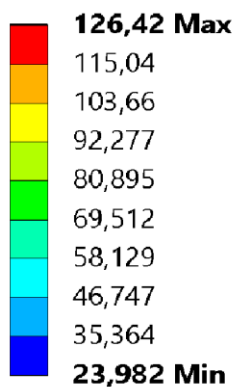
Temperature

Type: Temperature

Unit: °C

Time: 518

13.04.2018 20:02



Obr. K1 - Prostup tepla celou nádobou pro kritický stav B

A: Transient Thermal

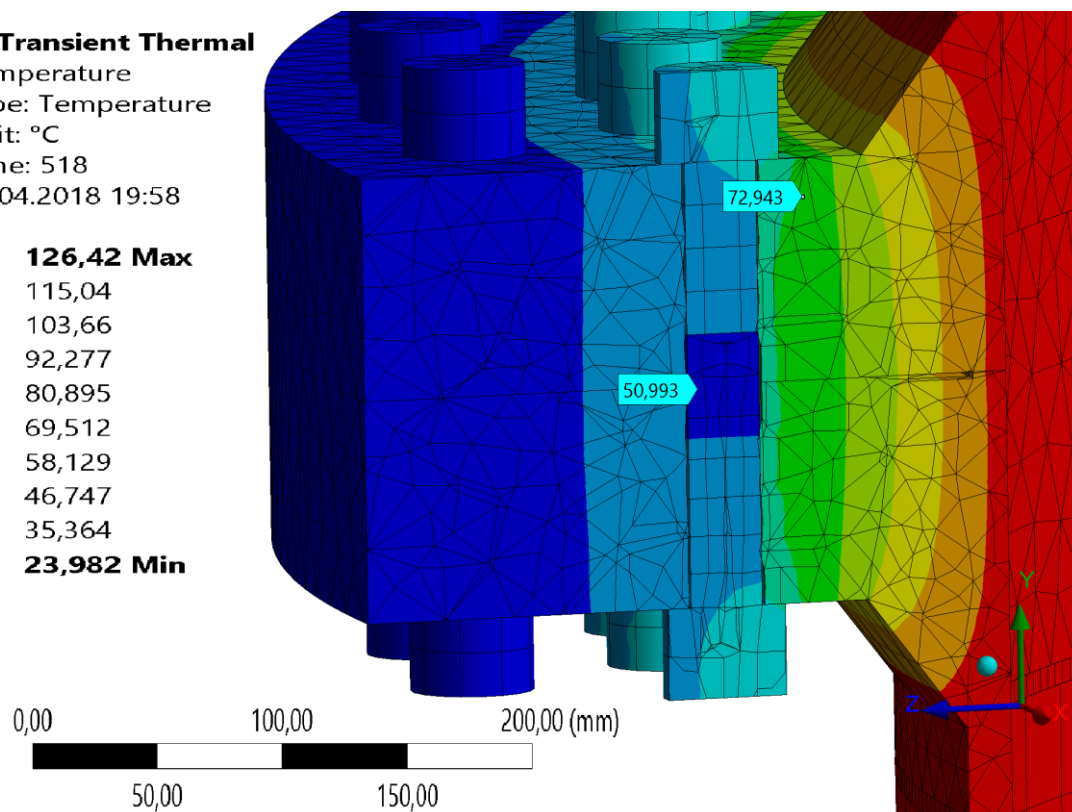
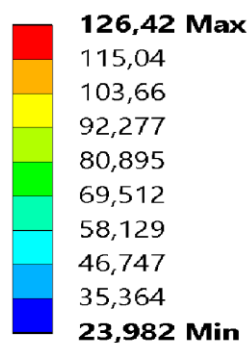
Temperature

Type: Temperature

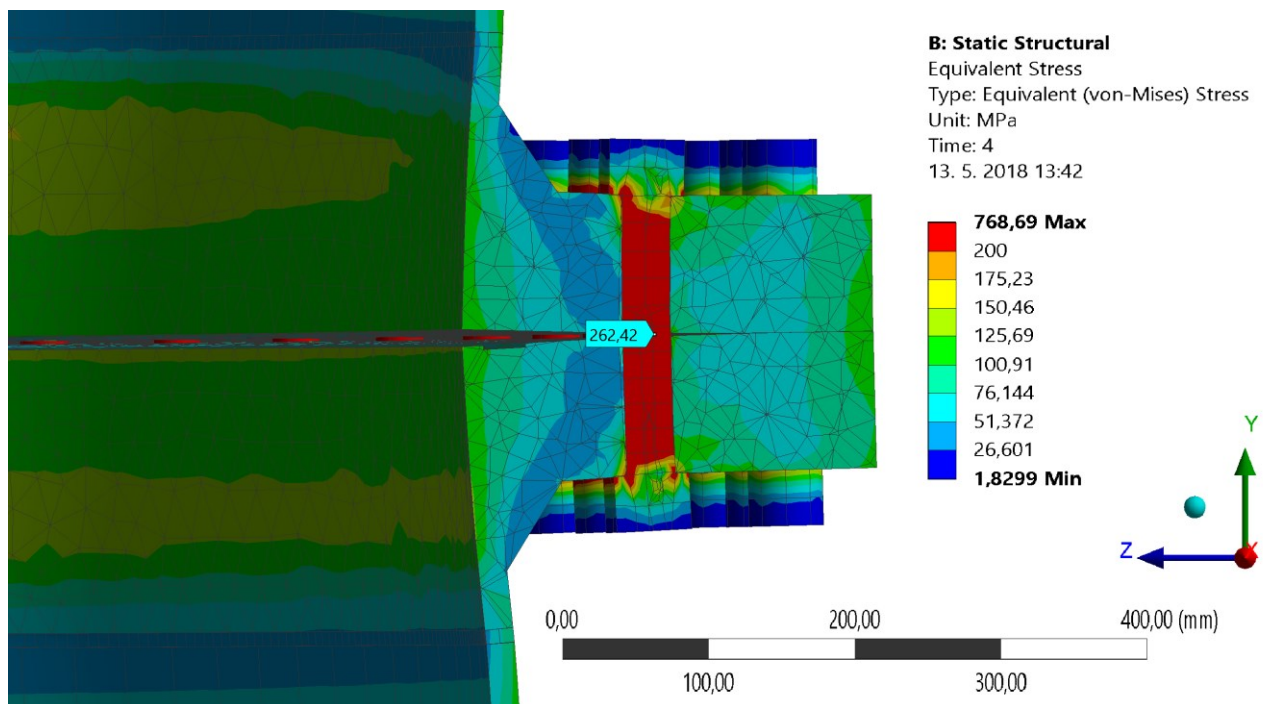
Unit: °C

Time: 518

13.04.2018 19:58

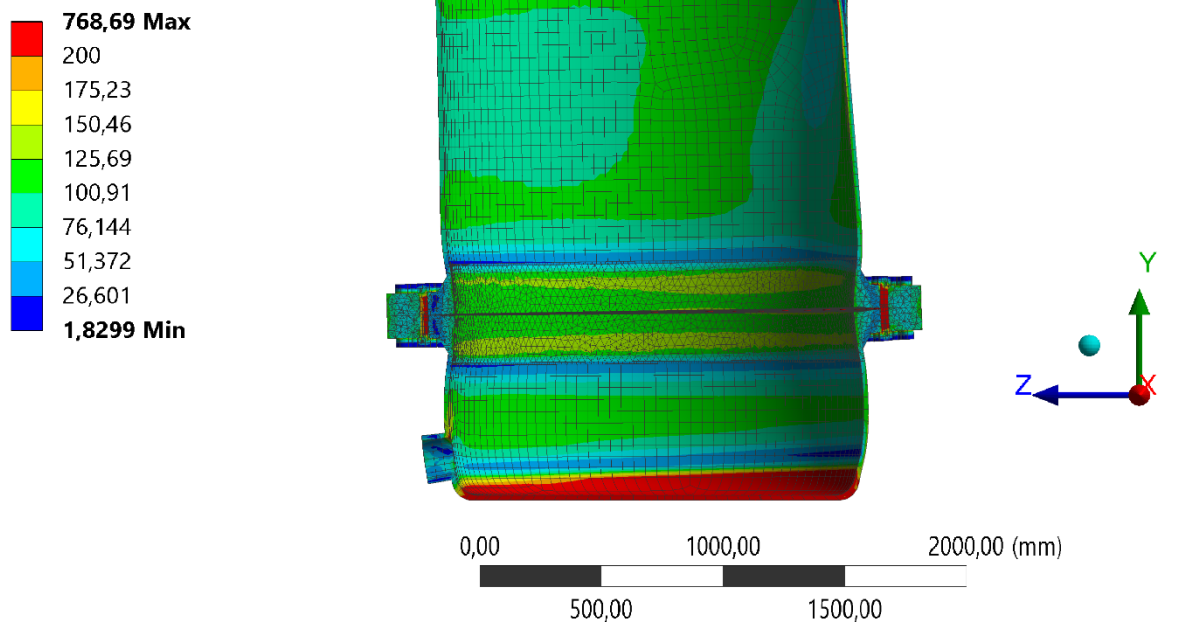


Obr. K2 – Největší rozdíl teplot mezi šroubem a přírubou pro kritický stav B



Obr. K3 – Napětí ve šroubu pro kritický stav B (měřítko 21x)

B: Static Structural
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 4
 12. 5. 2018 17:20



Obr. K4 - Napětí celé nádoby pro kritický stav B (měřítko 36x)

B: Static Structural

Directional Deformation

Type: Directional Deformation(Y Axis)

Unit: mm

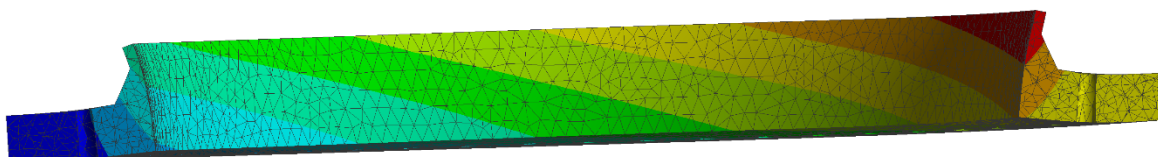
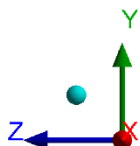
Global Coordinate System

Time: 4

12. 5. 2018 17:22

2,0936 Max
1,9308
1,7681
1,6054
1,4426
1,2799
1,1171
0,95436
0,79161
0,62886 Min

0,00 225,00 450,00 675,00 900,00 (mm)



Obr. K5 – Deformace příruby v ose y pro kritický stav B (měřítko 84x)

B: Static Structural

Directional Deformation 2

Type: Directional Deformation(Z Axis)

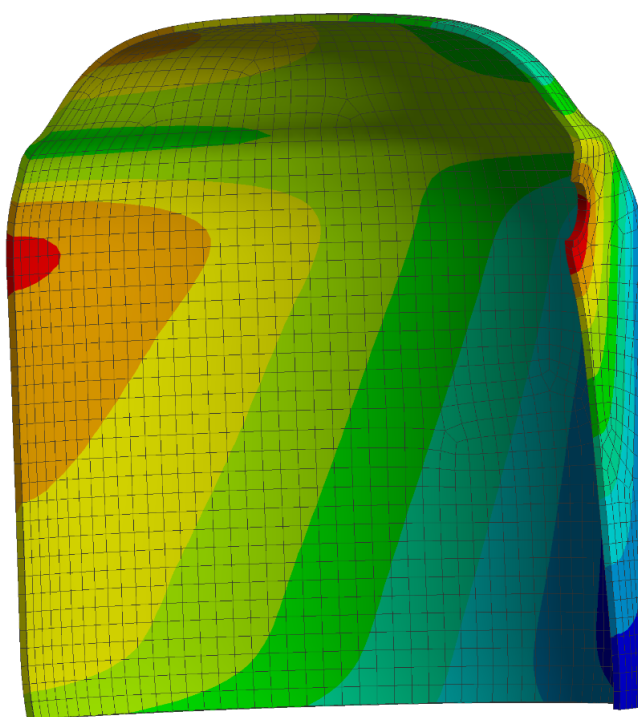
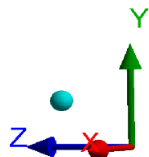
Unit: mm

Global Coordinate System

Time: 4

12. 5. 2018 17:24

3,1057 Max
2,6705
2,2354
1,8002
1,365
0,9298
0,49461
0,059427
-0,37576
-0,81095 Min



0,00 250,00 500,00 750,00 1000,00 (mm)

Obr. K6 - Deformace pláště nádoby v ose z pro kritický stav B (měřítko 36x)

Příloha L – MKP analýza pro mezi stav M

A: Transient Thermal

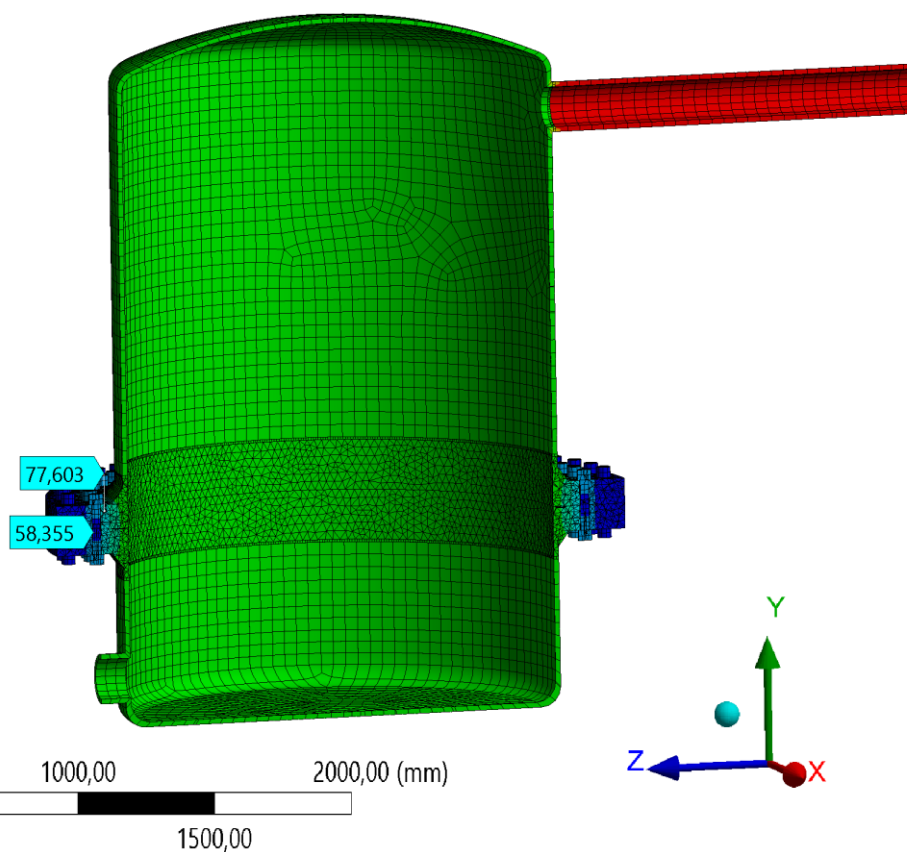
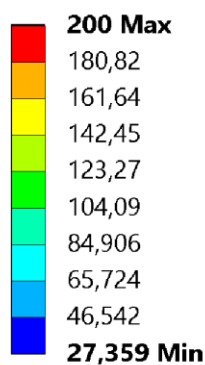
Temperature

Type: Temperature

Unit: °C

Time: 720

13.04.2018 20:01



Obr. L1 - Prostup tepla celou nádobou pro mezi stav M

A: Transient Thermal

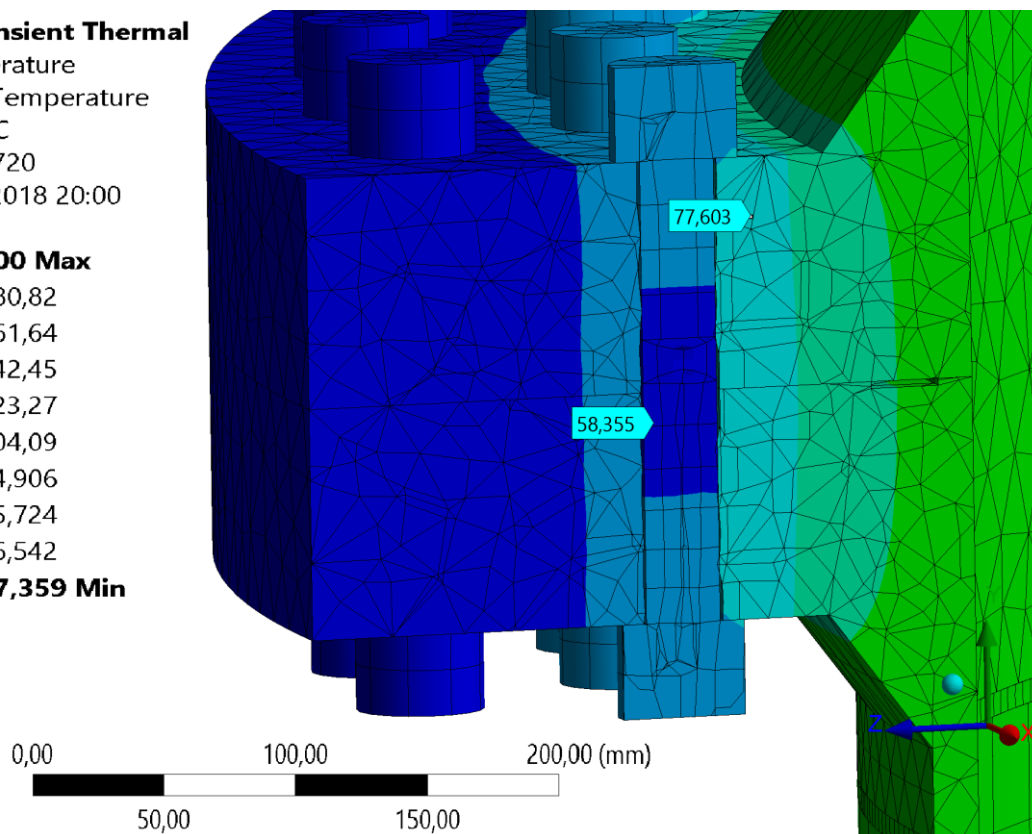
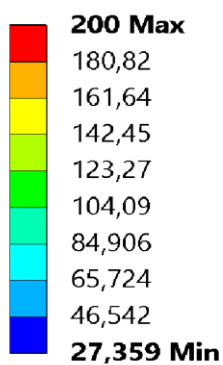
Temperature

Type: Temperature

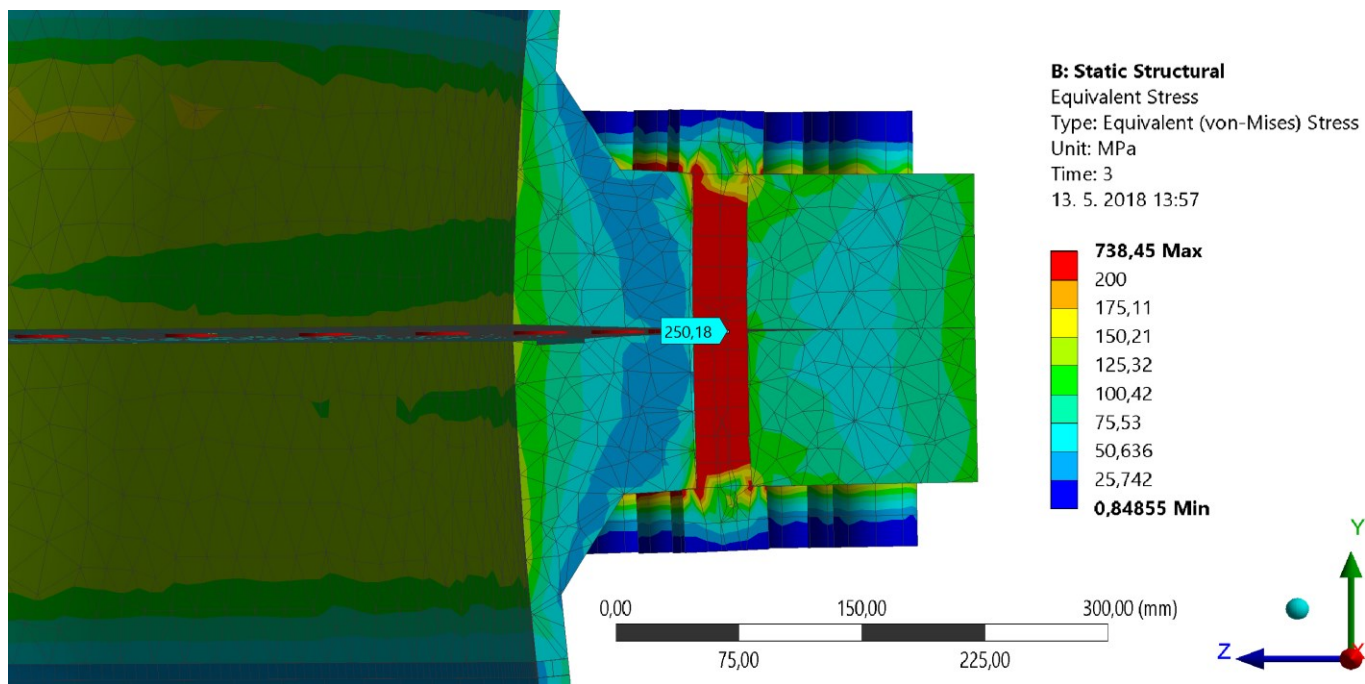
Unit: °C

Time: 720

13.04.2018 20:00



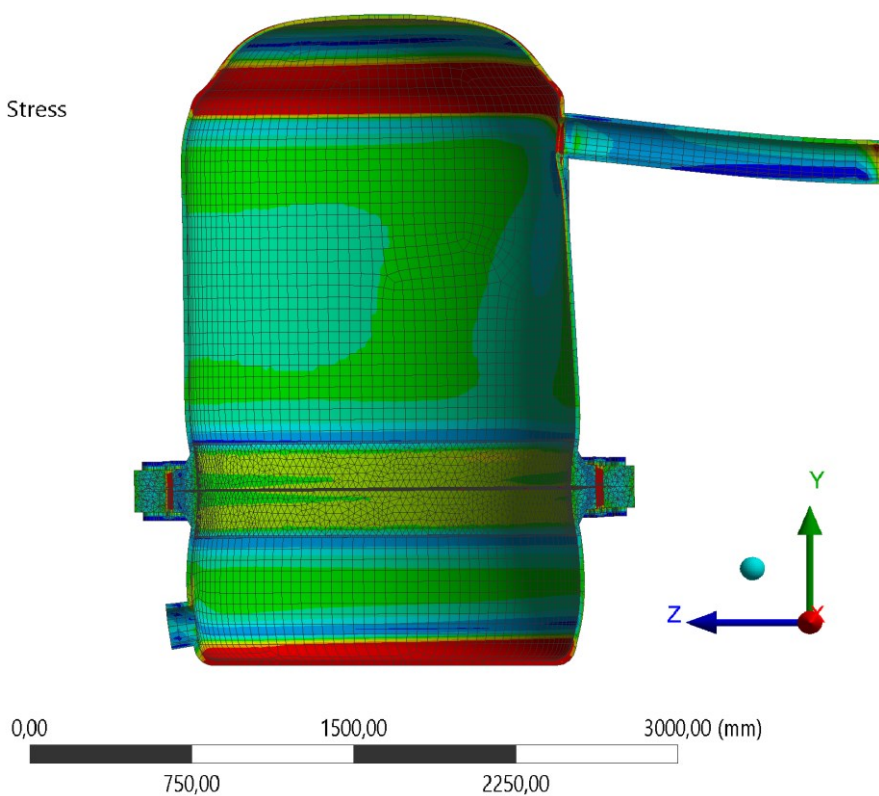
Obr. L2 – největší rozdíl teplot mezi šroubem a přírubou pro mezi stav M



Obr. L3 - Napětí ve šroubu pro mezi stav M (měřítko 21x)

B: Static Structural
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 3
 13. 5. 2018 14:02

738,45 Max
 200
 175,11
 150,21
 125,32
 100,42
 75,53
 50,636
 25,742
0,84855 Min



Obr. L4 - Napětí celé nádoby pro mezi stav M (měřítko 36x)

B: Static Structural

Directional Deformation

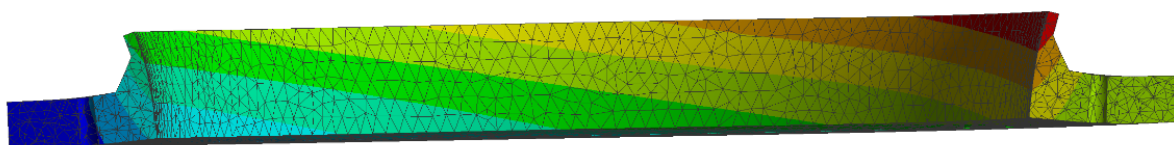
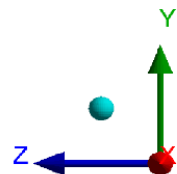
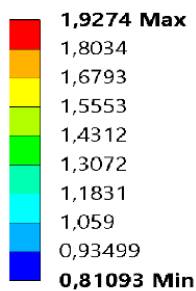
Type: Directional Deformation(Y Axis)

Unit: mm

Global Coordinate System

Time: 3

13. 5. 2018 14:29



Obr. L5 - Deformace příruby v ose y pro mezi stav M (měřítko 84x)

B: Static Structural

Directional Deformation 2

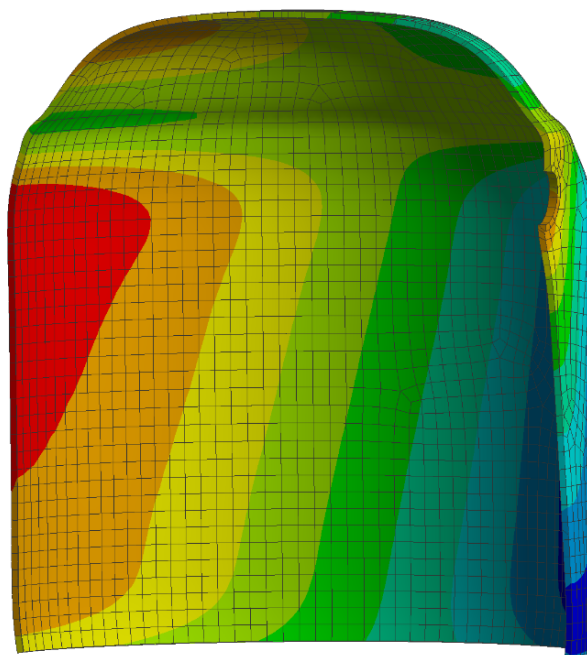
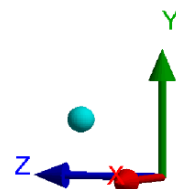
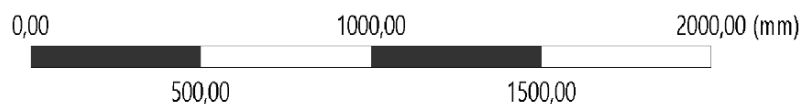
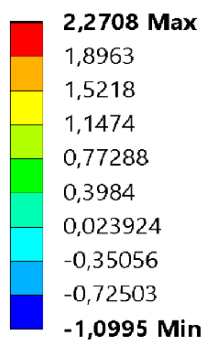
Type: Directional Deformation(Z Axis)

Unit: mm

Global Coordinate System

Time: 3

13. 5. 2018 14:31



Obr. L6 - Deformace pláště nádoby v ose z pro mezi stav M (měřítko 36x)

Příloha M – MKP analýza pro kritický stav C

A: Transient Thermal

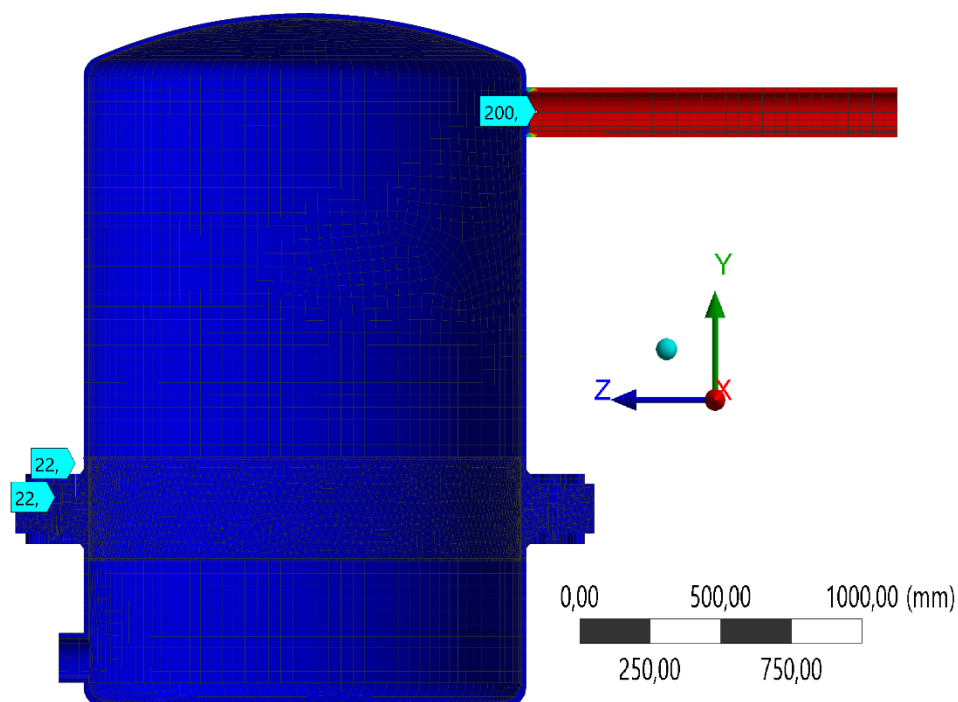
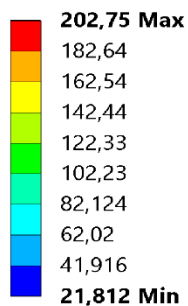
Temperature

Type: Temperature

Unit: °C

Time: 487,74

11. 5. 2018 17:42



Obr. M1 - Prostup tepla celou nádobou pro kritický stav C

B: Static Structural

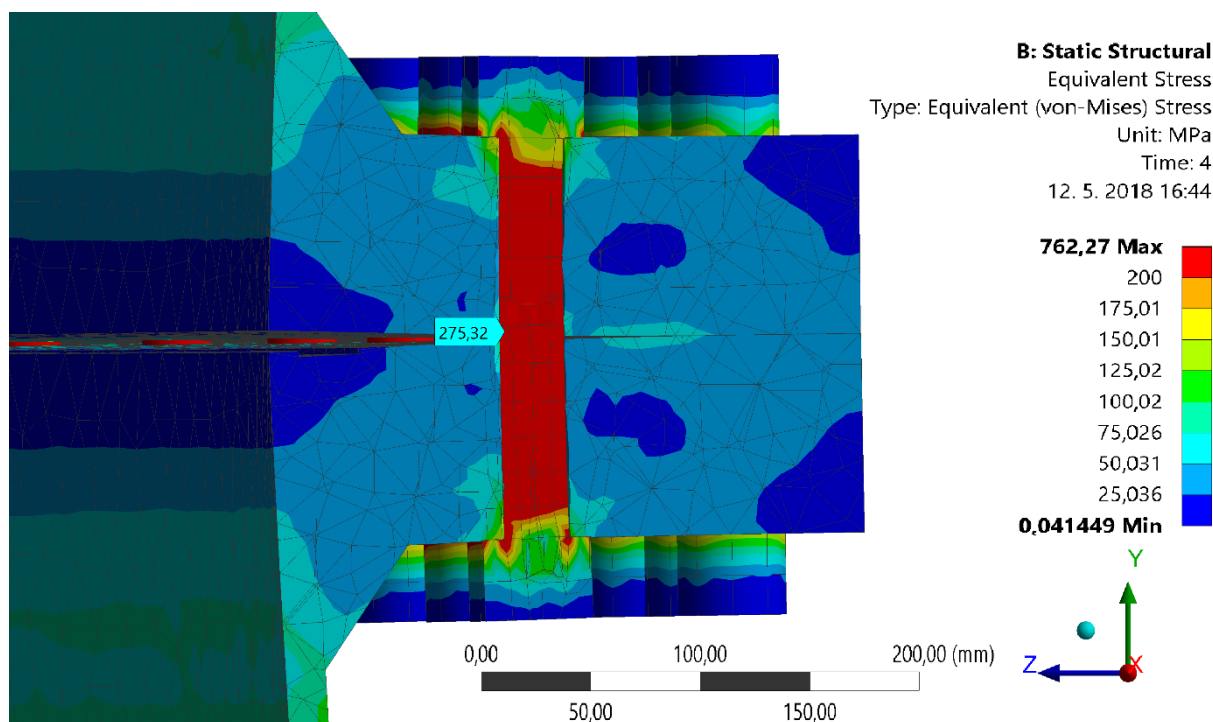
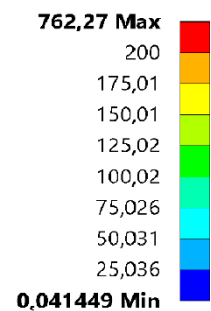
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 4

12. 5. 2018 16:44



Obr. M2- Napětí ve šroubu pro kritický stav C (měřítko 21x)

B: Static Structural

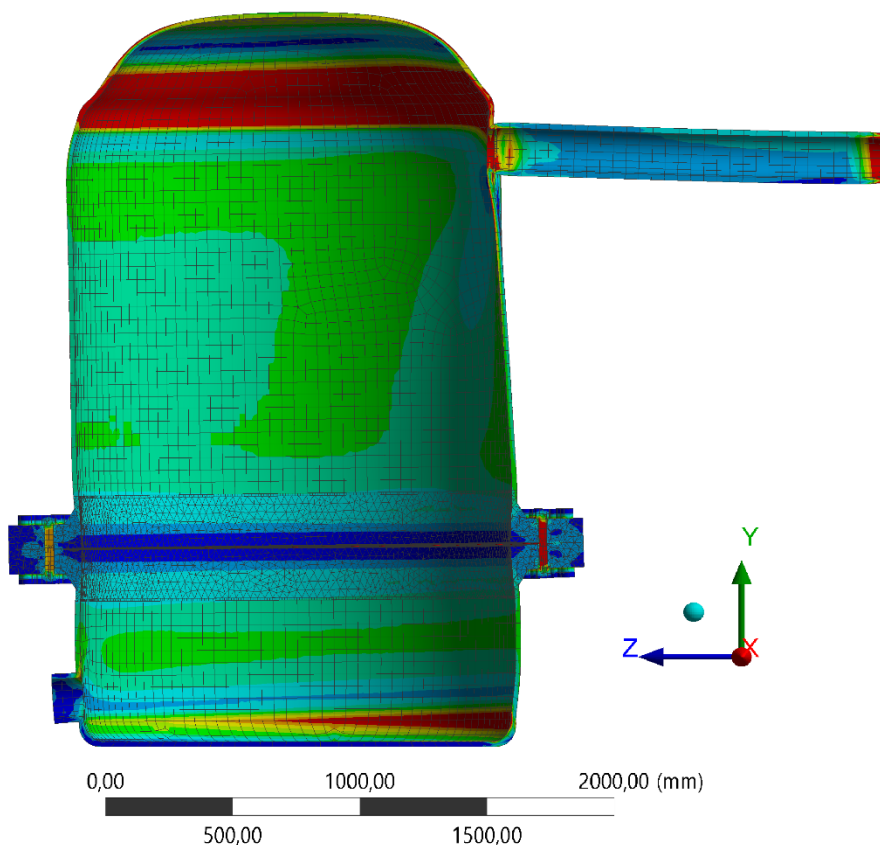
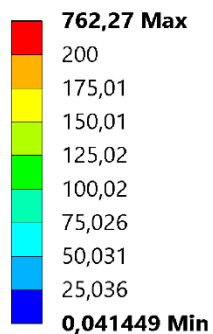
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 4

12. 5. 2018 16:29



Obr. M3 – Napětí celé nádoby pro kritický bod C (měřítko 36x)

B: Static Structural

Directional Deformation

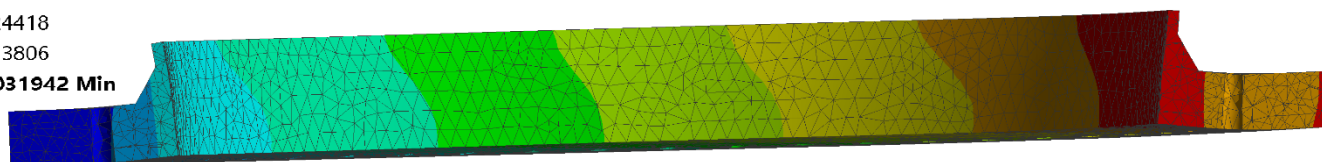
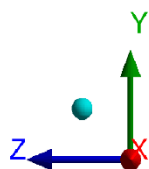
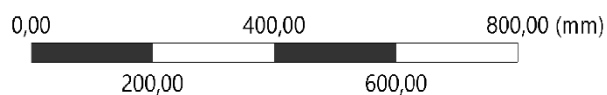
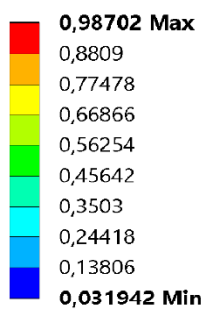
Type: Directional Deformation(Y Axis)

Unit: mm

Global Coordinate System

Time: 4

12. 5. 2018 16:27



Obr. M4 - Deformace příruby v ose y pro kritický stav C (měřítko 84x)

B: Static Structural

Directional Deformation 2

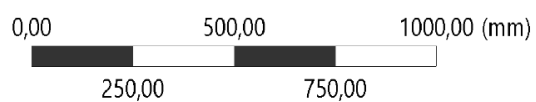
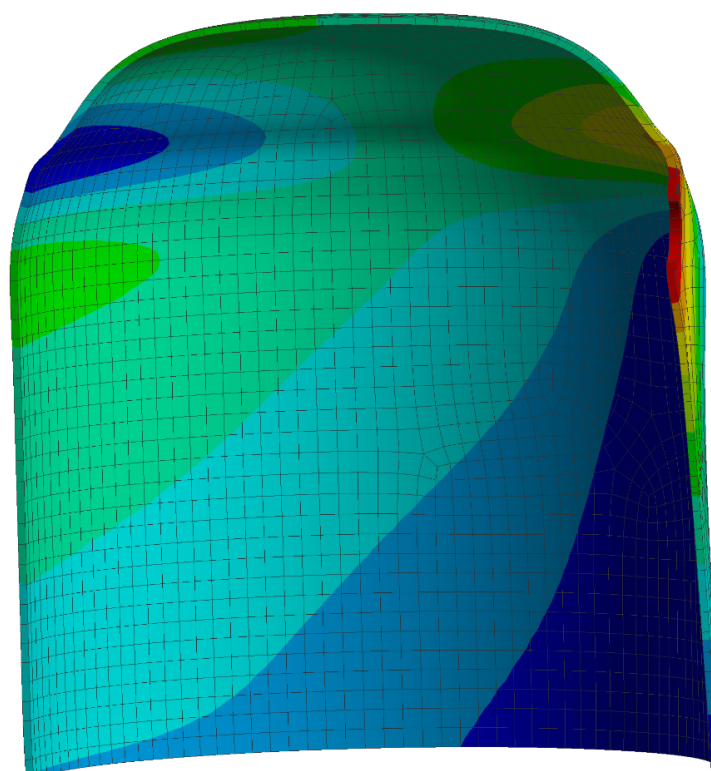
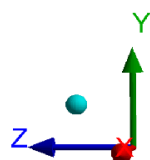
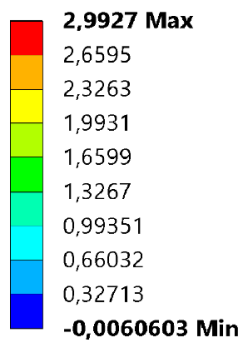
Type: Directional Deformation(Z Axis)

Unit: mm

Global Coordinate System

Time: 4

12. 5. 2018 16:32



Obr. M5 - Deformace pláště nádoby v ose z pro kritický stav C (měřítko 36x)

